



TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI NUMERIK *MECHANICAL COUPLER HEAD*
LIGHT RAIL TRANSIT (LRT) MENGGUNAKAN
METODE ELEMEN HINGGA**

BETTI MAWAR KALISTA
NRP. 0211144000040

Dosen Pembimbing
ACHMAD SYAIFUDIN, S.T., M.Eng., Ph.D.

Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



TUGAS AKHIR - TM141585

**STUDI NUMERIK *MECHANICAL COUPLER HEAD*
LIGHT RAIL TRANSIT (LRT) MENGGUNAKAN
METODE ELEMEN HINGGA**

BETTI MAWAR KALISTA
NRP. 0211144000040

Dosen Pembimbing
ACHMAD SYAIFUDIN, S.T., M.Eng., Ph.D.

Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



FINAL PROJECT - TM141585

**NUMERICAL STUDY OF MECHANICAL
COUPLER HEAD LIGHT RAIL TRANSIT (LRT)
USING FINITE ELEMENT METHOD**

BETTI MAWAR KALISTA
NRP. 0211144000040

Advisor

ACHMAD SYAIFUDIN, S.T., M.Eng., Ph.D.

*Department of Mechanical Engineering
Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2018*

HALAMAN PENGESAHAN

STUDI NUMERIK MECHANICAL COUPLER HEAD LIGHT RAIL TRANSIT (LRT) MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

BETTI MAWAR KALISTA

NRP. 02111440000040

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Achmad Syaifudin, S.T, M.Eng., Ph.D. (Pembimbing)
NIP. 197909262005011001
2. Ari Kurniawan Saputra, ST, MT (Penguji I)
NIP. 198604012015041001
3. Ir. Yusuf Kaelani, M.Sc.E. (Penguji II)
NIP. 196511031990021001
4. Dr. Eng Unggul Wasitono, S.T., M.Eng.Sc (Penguji III)
NIP. 197805102001121001

SURABAYA

JULI, 2018

**STUDI NUMERIK MECHANICAL COUPLER HEAD
LIGHT RAIL TRANSIT (LRT) MENGGUNAKAN
METODE ELEMEN HINGGA**

Nama Mahasiswa : Betti Mawar Kalista
NRP : 02111440000040
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Achmad Syaifudin, ST., M.Eng.,
Ph.D

ABSTRAK

LRT (Light Rail Transit) merupakan salah satu jenis kereta api penumpang urban dengan konstruksi ringan dan beroperasi di atas permukaan jalan (elevated) dinilai sesuai dengan karakter jalan raya di Indonesia. Dari empat komponen utama LRT, carbody dan coupler telah dibuat dalam negeri. Namun, coupler yang digunakan sebenarnya merupakan coupler untuk kereta api. Padahal coupler kereta api didesain mampu menarik beban hingga 40 ton, sedangkan LRT hanya berbobot maksimal 30 ton. Oleh karena itu, diperlukan pengembangan coupler khusus LRT. Penelitian ini merupakan tahapan awal pengembangan coupler LRT, dimana akan dilakukan studi numerik terhadap kekuatan mechanical head coupler (bagian coupler yang saling berkait untuk menyambungkan gerbong LRT) akibat beban statis dan fatik.

Pada penelitian ini, model 3D mechanical coupler head dibuat menggunakan perangkat lunak Solidworks 2016 dan dianalisis secara numerik menggunakan metode elemen hingga dengan bantuan perangkat lunak ANSYS Workbench 18.0. Simulasi transient structural dilakukan dalam penelitian ini. Simulasi static structural dilakukan untuk dilanjutkan ke analisis modal. Modal analisis sangat diperlukan sebelum analisis transient. Modal analisis diperlukan untuk mengetahui mode dan frekuensi natural yang akan di analisis. Karena ketika frekuensi yang bekerja mendekati frekuensi naturalnya kondisi resonansi

akan terjadi. Frekuensi inilah yang digunakan untuk analisis transien. Hasil simulasi akan ditampilkan dalam bentuk distribusi tegangan, deformasi, dan siklus hidup dari coupler.

Dengan simulasi secara statis, nilai tegangan ekuivalen von mises maksimum terdapat pada saat gaya tekan pada coupler sebesar 368,59 MPa dengan persentase terhadap ultimate tensile strength (823 MPa) sebesar 44,79% dapat dinyatakan aman. Nilai faktor keamanan terkecil terdapat pada pemberian gaya tekan yaitu sebesar $N=1,87$ yang mana nilai faktor keamanan melebihi dari rentang faktor keamanan beban statis yaitu $N=1,0-2,0$ sehingga dapat dinyatakan aman. Dengan simulasi secara transien, Nilai tegangan ekuivalen von mises maksimum terdapat pada gaya longitudinal dan lateral dengan sudut kemiringan coupler 6° yaitu sebesar 188,42 MPa dengan persentase terhadap ultimate tensile strength (823 MPa) sebesar 22,89% dapat dinyatakan aman. Nilai faktor keamanan terkecil terdapat pada saat pemberian gaya longitudinal dan lateral dengan sudut kemiringan coupler 6° yaitu sebesar $N=1,88$ yang mana nilai faktor keamanan melebihi rentang faktor keamanan beban dinamis yaitu $N=2,0-3,0$ sehingga dapat dinyatakan aman. Umur hidup coupler jika diperkirakan sekitar $1e6$ siklus.

Kata kunci: *mechanical couplers head*, LRT, EN 12663-1 2010, metode elemen hingga, tegangan von Misses

NUMERICAL STUDY OF LIGHT RAIL TRANSIT (LRT) MECHANICAL COUPLER HEAD USING FINITE ELEMENT METHOD

Name : Betti Mawar Kalista
NRP : 02111440000040
Departement : Mechanical Engineering- ITS
Advisor : Achmad Syaifudin, ST., M.Eng., Ph.D

ABSTRACT

LRT (Light Rail Transit) is one of the urban passenger train with light construction and operated in elevated surface, compatible to road character in Indonesia. Out of four main components of LRT, carbody and coupler made in state. However, couple that is used is made for train. In fact, train coupler can pull weight up to 40 tons, whilst LRT maximum weight is just 30 tons. Therefore, special development for LRT is needed. This research is first step development of LRT coupler, which will be done numerical study to mechanical head coupler (coupler part that connect each LRT carbody) strength caused by static load and fatigue.

In this research, 3D model of mechanical coupler head is made using Solidworks 2016 software and numerically analyze using finite element method using ANSYS Workbench 18.0 software. Transient structural simulation is done in this research. Static structural simulation is done to be followed by modal analysis. Modal analysis is needed before doing transient analysis. Modal analysis is needed to find mode and natural frequency that will be analyze. When the frequency is closed to the natural frequency, resonance condition will happen. This frequency then later used to do transient analysis. Simulation result will be

presented in stress distribution, deformation, and life cycle of the coupler.

In static simulation, maximum von misses stress value is when compressive force of the coupler is 368,59 MPa with ultimate tensile strength (823 MPa) percentation is 44,79%, is pronounced safe. Smallest safety factor is when compressive force given, which is $N=1,87$ which still within static safety factor, $N=1,0-2,0$, is pronounced safe. In transient simulation, maximum von misses stress value is when longitudinal and lateral force with slope angle of 6° is 188,42 MPa with ultimate tensile strength (823 MPa) percentation is 22,89%, is pronounced safe. Smallest safety factor is when longitudinal and lateral force with slope angle of 6° given, which is $N=1,88$ which more than dinamic load safety factor, $N=2,0-3,0$, is pronounced safe. Couple life cycle approximately is $1e6$ cycles.

Keyword: mechanical couplers head, LRT, EN 12663-1 2010, finite element method, von missed stress

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Allah SWT, yang telah memberikan rahmat dan petunjuk sehingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan dengan baik. Tak lupa sholawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW.

Penyusunan laporan tugas akhir ini merupakan salah satu syarat akademis untuk kelulusan mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis menyadari dalam penyusunan laporan tugas akhir ini bukan semata-mata atas kemampuan penulis sendiri, melainkan dengan adanya dukungan, bimbingan dan dorongan dari berbagai pihak, baik secara langsung, maupun tidak langsung. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Keluarga Penulis, Bapak Ponidi (Alm.) dan Ibu Janiyem yang telah memberikan segala untaian kasih sayang, doa, dan kekuatan hingga aku dapat menapaki ladang-ladang kehidupan dengan cahaya juga untuk Mbak Dyah Ayu Kinanti dan Adik Griya Mika Puspita yang selalu hadir untuk menghapus kesedihanku dengan sepasang senyuman paling indah di dunia.
2. Bapak Achmad Syaifudin, ST., M.Eng., Ph.D, Dosen Pembimbing yang telah memberikan bimbingan, arahan, saran, dan motivasi kepada penulis dalam menyusun tugas akhir ini.
3. Teman-teman satu bimbingan, Kelvin, Egy, Rayhan, Kuku, mas Alkalifa, Windhu, Rifai Arif, dan mas Andhika terima kasih atas kerjasama, dukungan, dan hiburannya yang diberikan selama ini.
4. Seluruh dosen serta karyawan di Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan banyak sekali bantuan selama penulis menuntut ilmu di ITS baik dalam bidang akademik maupun non akademik.
5. Teman-teman satu atap paguma, mala teman satu kamar penulis selama 4 tahun, dan deajeng. Untuk Gendats, uzik dan

amanda telah memberikan warna dalam perkuliahan penulis. Untuk teman-teman seperantauan Purworejo, Kaporits 2014.

6. Teman-teman Laboratorium Mekanika Benda Padat telah memberikan semangat dan cadaan yang menghibur. Juga teman-teman di laboratorium sistem manufaktur telah mengijinkan *running* simulasi tanpa batas waktu, semangat, dan dukungannya.
7. Teman-teman M57 yang telah menemani masa perkuliahan penulis.
8. Teman-teman fungsionaris HMM periode 2016/2017 terutama teman-teman Badan Semi Otonom Big Event Hanif, Tam, Ayu putri, dan Faiq terimakasih atas pengalaman, brotherhood dan kebersamaannya.
9. Semua pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan perkuliahan S1 yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Semoga amal dan jasa yang telah diberikan dapat bermanfaat dan mendapat imbalan dari ALLAH SWT.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa masih banyak kekurangan dalam penulisan laporan tugas akhir ini. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun untuk penyempurnaan laporan tugas akhir ini. Dan penulis meminta maaf apabila terdapat kalimat yang kurang berkenan pada laporan tugas akhir ini.

Penulis berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan seluruh pembaca untuk kemajuan yang lebih baik. Akhir kata, penulis mengucapkan Terima Kasih.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT.....	ix
KATA PENGANTAR.....	xi
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR GAMBAR.....	xvi
DAFTAR TABEL.....	xxi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Ruang Lingkup	3
1.3.1 Variabel yang diteliti	3
1.3.2 Variabel yang diabaikan.....	3
1.4 Tujuan Penelitian	4
1.5 Manfaat Penelitian	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Penelitian Terdahulu	5
2.2 Coupler	8
2.2.1 Bagian utama Fully Automatic Coupler	10
2.2.2 Coupled, Uncoupled, dan Ready to Couple.....	11
2.3 Metode Elemen Hingga (MEH)	13
2.3.1 Modal Analysis	13
2.3.2 Struktural <i>Transient</i> dinamis	14

2.3.3	Prosedur Dasar	16
2.3.4	Verifikasi.....	18
2.3.5	Validasi	18
2.4	Analisa yang Digunakan	24
2.4.1	Analisis Pembeban Vertikal Carbody.....	24
2.4.2	Analisis Rolling Resistance	24
2.4.3	Analisis Gaya Longitudinal	25
2.4.4	Analisis Gaya Lateral	25
2.4.5	Analisis Faktor Keamanan	26
2.4.6	Analisis Teori Kegagalan	27
2.5	Standar EN 12663-1 Tahun 2010	30
BAB III METODE PENELITIAN		33
3.1	Model Material.....	33
3.2	Model Solid 3D.....	34
3.3	Model Elemen Hingga	35
3.3.1	Model <i>Coupler</i> LRT.....	36
3.3.2	Diskritisasi	37
3.4	Kondisi Batas dan Pembebanan	41
3.5	Tipe Analisis	52
BAB IV HASIL DAN ANALISIS.....		55
4.1	Hasil Simulasi Statis	55
4.1.1	Tegangan Equivalent von mises	55
4.1.2	Faktor Keamanan	58
4.2	Hasil Simulasi Transient	59
4.2.1	Tegangan <i>Equivalent</i> Von mises	60

4.2.2	Faktor Keamanan	62
4.2.3	Siklus Hidup.....	63
4.3	PERBANDINGAN HASIL SIMULASI.....	66
4.3.1	Perbandingan dengan Penelitian Terdahulu.....	66
4.3.2	Perbandingan dengan Standar EN 12663-1 Tahun 2010	68
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		71
5.1	Kesimpulan	71
5.2	Saran	72
DAFTAR PUSTAKA		73
LAMPIRAN.....		77

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 (a) <i>Mechanical Head Coupler</i> dan (b) Dua <i>Mechanical Head Coupler</i>	3
Gambar 2.1 (a) <i>Forged Coupler Knuckle</i> dan (b) <i>Mesh Forged Coupler Knuckle</i> di Nastran	5
Gambar 2.2 (a) <i>Stress Contour coupler</i> tampak bawah dan (b) <i>Stress Contour coupler</i> tampak bawah	7
Gambar 2.3 (a) <i>Buckeye Coupler Tipe Tightlock</i> di PT INKA dan (b) <i>Knuckle Coupler</i>	9
Gambar 2.4 <i>Coupler Scharfenberg tipe 330</i>	10
Gambar 2.5 (a) Bagian-bagian <i>fully automatic Coupler</i> dan (b) <i>Mechanical Head fully automatic Coupler</i>	11
Gambar 2.6 <i>Coupled, Uncoupled, dan Ready to Couple</i>	12
Gambar 2.7 Diagram tegangan-regangan pada <i>structural steel</i>	20
Gambar 2.8 <i>Stress-time relation sinusoidal fluctuating stress</i> ...	22
Gambar 2.9 Pembebanan Vertikal <i>carbody</i> pada rantai	24
Gambar 2.10 Pembebanan Lateral pada coupler	25
Gambar 2.11 Perbandingan kurva fatigue failure	29
Gambar 3.1 Kurva S-N dari ASTM A633 Grade E	34
Gambar 3.2 (a) 3D model <i>coupler</i> dan (b) <i>Mechanical Head Coupler</i>	35
Gambar 3.3 (a) Tampilan Jendela <i>Static Structural</i> dan <i>Modal</i> (b) Tampilan Jendela <i>Transient Structural</i>	36
Gambar 3.4 Model dalam <i>Mechanical Head Coupler</i> yang saling bertautan	37

Gambar 3.5 Meshing pada Model simetri <i>Mechanical Head Coupler</i>	38
Gambar 3.6 <i>Refinement meshing</i>	39
Gambar 3.7 Kondisi Batas <i>Mechanical Head Coupler</i> terhadap gaya tarik.....	42
Gambar 3.8 (a) <i>Tabular Data</i> gaya tarik dan gaya tekan (b) Kondisi Batas gaya tarik dan gaya tekan	43
Gambar 3.9 (a) Kondisi Batas Gaya Tekan dan Gaya Lateral (b) <i>Tabular Data</i> gaya Tekan (c) <i>Tabular Data</i> gaya lateral (d) <i>Tabular Data</i> moment gaya	44
Gambar 3.10 (a) Kondisi Batas Gaya Longitudinal dan Gaya Lateral (b) <i>Tabular Data</i> gaya longitudinal (c) <i>Tabular Data</i> gaya lateral (d) <i>Tabular Data</i> moment gaya.....	45
Gambar 3.11 Gaya yang terjadi pada coupler karena gaya berat dan gaya tarik pada <i>carboby</i>	48
Gambar 3.12 Gaya yang terjadi pada coupler karena gaya berat dan gaya tekan pada <i>carboby</i>	50
Gambar 3.13 (a) Mode dan Frekuensi Analisis Modal (b) <i>Analysis settings</i> pada transient struktural	53
Gambar 3.14 (a) Kondisi <i>coupler</i> pada mode 4 sebelum terdeformasi (b) Kondisi <i>coupler</i> pada mode 4 setelah terdeformasi	53
Gambar 4.1 (a) Tegangan Tarik Simulasi Statis (b) Tegangan Tekan Simulasi Statis	56
Gambar 4.2 (a) Letak Tegangan Tarik Simulasi Statis (b) Letak Tegangan Tekan Simulasi Statis	57
Gambar 4.3 (a) Faktor Keamanan Terhadap Tegangan Tarik Simulasi Statis (b) Faktor Keamanan Terhadap Tegangan Tekan	

Simulasi Statis	58
Gambar 4.4 Grafik Tegangan maksimal <i>Equivalent von mises</i> Simulasi Dinamis	60
Gambar 4.5 Tegangan maksimal <i>Equivalent von mises</i> Simulasi Dinamis	61
Gambar 4.6 <i>Life cycles mechanical coupler head</i> terhadap tegangan longitudinal Simulasi Dinamis	64
Gambar 4.7 Rute LRT Jabodetabek	65

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 <i>Material Properties</i> ASTM A633 grade E	33
Tabel 3.1 Hasil Meshing dan Equivalent Stress	40
Tabel 3.2 Data Perhitungan Kondisi Batas.....	46
Tabel 3.3 Hasil Perhitungan gaya pada <i>coupler</i> akibat gaya tarik	49
Tabel 3.4 Hasil Perhitungan gaya pada <i>coupler</i> akibat gaya tekan	51
Tabel 4.1 Faktor Keamanan Simulasi Dinamis	62
Tabel 4.2 Perbandingan Hasil Simulasi Statis dengan Penelitian Terdahulu	67
Tabel 4.3 Perbandingan Hasil Simulasi Dinamis dengan Penelitian Terdahulu	67
Tabel 4.4 Perbandingan Hasil Simulasi dengan Standar	69

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

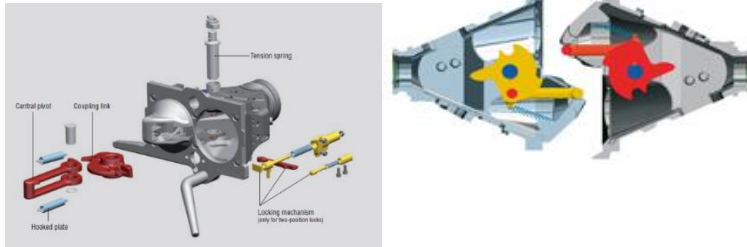
Laju pertumbuhan penduduk Indonesia terus meningkat setiap tahun. Menurut Badan Pusat Statistik, hasil proyeksi menunjukkan bahwa jumlah penduduk Indonesia selama 25 tahun mendatang terus meningkat yaitu dari 238,5 juta pada tahun 2010 menjadi 305,6 juta pada tahun 2035. Pertumbuhan penduduk yang terus meningkat ini akan diiringi dengan kebutuhan alat transportasi untuk menghemat waktu perjalanan dari suatu tempat ke tempat lain. Aktivitas transportasi merupakan kunci meningkatkan pembangunan ekonomi dan kesejahteraan manusia di seluruh dunia. Masalah yang paling mendesak terkait dengan meningkatnya aktivitas transportasi ini adalah kecelakaan lalu lintas, kemacetan, polusi udara dan ketergantungan minyak bumi. Aktivitas transportasi akan terus meningkat di masa depan karena pertumbuhan ekonomi memicu permintaan transportasi dan ketersediaan pengembangan transportasi. (PPN/Bappenas, 2010)

LRT (*Light Rail Transit*) merupakan salah satu jenis kereta api penumpang urban yang konstruksinya ringan dan beroperasi di atas permukaan jalan (*elevated*) yang dinilai sesuai dengan karakter jalan raya di Indonesia. Selama tahun 1990an, proyek transportasi umum seperti *Light Rail Transit* (LRT) direncanakan dan dibangun di Eropa, Amerika Utara dan Jepang. Sistem LRT berhasil di beberapa daerah, termasuk sejumlah kota di Prancis yang mana perencanaan penggunaan lahan dan transportasi terintegrasi dengan baik. LRT (*Light Rail Transit*) dipilih sebagai transportasi karena memiliki kelebihan efisiensi mesin yang relatif tinggi dibanding kereta dengan mesin diesel sehingga tidak mahal, konstruksi ringan serta memberikan kenyamanan bagi penumpang. Selain itu, dibandingkan dengan bus, LRT memberikan tumpangan lebih halus dan nyaman, bahkan dengan kecepatan lebih cepat, anti macet, dan kapasitas lebih tinggi. Kendaraan LRT menawarkan

fasilitas penumpang yang ditingkatkan untuk meningkatkan kenyamanan dan kinerja operasional seperti penggunaan pintu lebar ganda yang terbuka di kedua sisi kendaraan sehingga meningkatkan waktu naik turun penumpang. Keunggulan ini menyebabkan LRT menjadi pilihan moda transportasi yang hendak dikembangkan di kota-kota besar di seluruh Indonesia.

Dari empat komponen utama LRT, *carbody* dan *coupler* telah dibuat dalam negeri. Namun, *coupler* yang digunakan sebenarnya merupakan *coupler* untuk kereta api. Padahal *coupler* kereta api didesain mampu menarik beban hingga 40 ton, sedangkan LRT hanya berbobot maksimal 30 ton. Oleh karena itu, diperlukan pengembangan *coupler* khusus LRT. Penelitian ini merupakan tahapan awal pengembangan *coupler* LRT, dimana akan dilakukan studi numerik terhadap kekuatan *mechanical head coupler* (bagian *coupler* yang saling berkait untuk menyambungkan gerbong LRT) akibat beban statis dan *fatigue*.

Penelitian mengenai analisa *coupler* kereta api sudah pernah dilakukan oleh Wang., dkk yang menyajikan analisa tegangan dan deformasi *Coupler Knuckle* kereta api komersial di China. Pada penelitian dilakukan terhadap *New Forged Coupler Knuckle* menggunakan metode elemen hingga. Semua pemodelan dilakukan menggunakan perangkat lunak *Catia V5* untuk bentuk permukaan *New Forged Coupler* yang kompleks.. Sedangkan Steed dan Kimpton melakukan penelitian mengenai analisa kekuatan static dan *fatigue life coupler knuckle*. Semua pemodelan dilakukan menggunakan software *Nastran* untuk mengidentifikasi area dengan *stress* tinggi dan material yang digunakan dalam analisa ini adalah *B-Grade Steel*. Maka dari itu, penulis terdorong untuk mengambil judul tugas akhir mengenai penelitian analisa kekuatan dan kelelahan *coupler* dengan komponen yang akan di analisis yaitu bagian *mechanical head* dari *coupler* PT. Industri Kereta api Madiun, yaitu : “studi numerik *mechanical coupler head* *Light Rail Transit* (LRT) menggunakan metode elemen hingga”.



(a) (b)
Gambar 1.1 (a) *Mechanical Head Coupler* dan (b) Dua
Mechanical Head Coupler (System, 2016)

1.2 Perumusan Masalah

Rumusan masalah pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

- a. Bagaimana kekuatan *mechanical head coupler* LRT (*Light Rail Transit*) terhadap beban statik?
- b. Bagaimana kekuatan *mechanical head coupler* LRT (*Light Rail Transit*) terhadap beban fatik?

1.3 Ruang Lingkup

Ruang lingkup pada penelitian ini meliputi :

1.3.1 Variabel yang diteliti

- a. Tingkat keamanan *coupler* dengan kondisi penumpang penuh
- b. Kelelahan *coupler* dalam menerima beban sehingga dapat diketahui umur hidup dari *coupler*

1.3.2 Variabel yang diabaikan

- a. Segala elemen yang digunakan dalam penelitian ini menggunakan perangkat *coupler* dari PT. Industri Kereta Api Madiun
- b. Elemen yang di analisa meliputi desain mekanis dari

coupler yang meliputi *mechanical coupler head*

- c. Laju Percepatan LRT (*Light Rail Transit*) adalah 1 m/s^2 , Laju Perlambatan LRT adalah $1,34 \text{ m/s}^2$. Laju Kecepatan LRT (*Light Rail Transit*) adalah 70 km/jam bernilai konstan
- d. Pengaruh perubahan suhu tidak dimodelkan
- e. Material bersifat homogen
- f. Analisa struktur material tidak dimodelkan
- g. Lintasan rel yang digunakan adalah lintasan lurus
- h. Sudut antara sambungan *coupler* yang digunakan adalah 0° dan 6°

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari tugas akhir adalah sebagai berikut:

- a. Mengetahui tingkat keamanan desain *mechanical head coupler* LRT (*Light Rail Transit*) terhadap beban statis
- b. Mengetahui umur *mechanical head coupler* LRT (*Light Rail Transit*) terhadap beban *fatigue*

1.5 Manfaat Penelitian

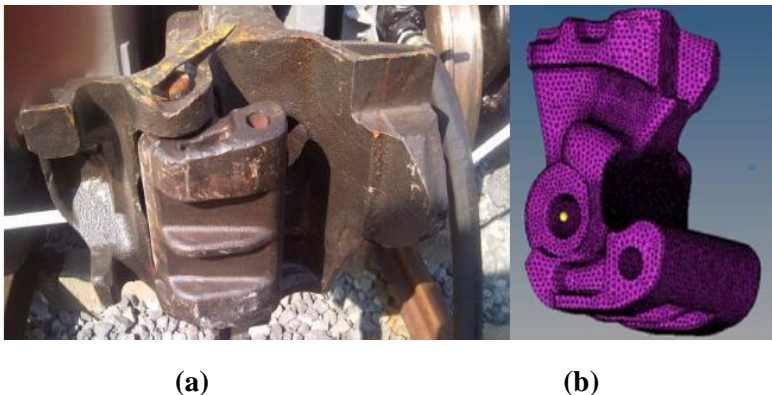
Manfaat dari tugas akhir adalah sebagai berikut:

- a. Sebagai sarana implementasi ilmu pengetahuan dan teknologi kereta api di bidang mekanika benda padat
- b. Data hasil pengujian dapat digunakan dan dijadikan sebagai referensi untuk penelitian selanjutnya
- c. Membantu mengembangkan penelitian *coupler* pada LRT (*Light Rail Transit*) di Indonesia

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terdahulu

Pada tahun 2013 Wang, dkk melakukan penelitian terhadap *New Forged Coupler Knuckle* menggunakan metode elemen hingga. Semua pemodelan dilakukan menggunakan perangkat lunak *Catia V5* untuk bentuk permukaan *New Forged Coupler* yang kompleks. Pada *Coupler Knuckle* ini jumlah node 28.642 dan jumlah elemen 131533. *New Forged Coupler Knuckle* ditunjukkan pada gambar 2.1.



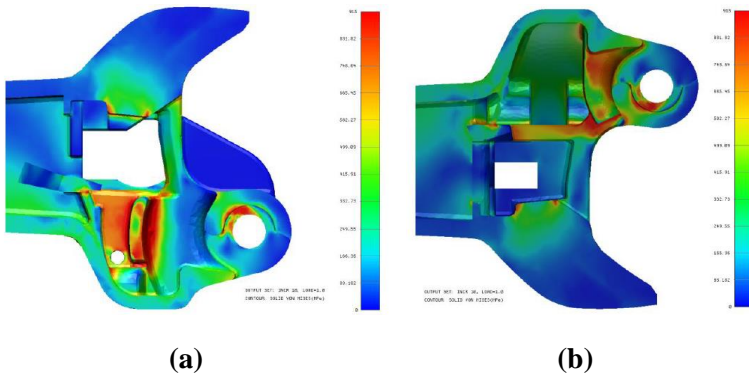
Gambar 2.1 (a) *Forged Coupler Knuckle* dan (b) *Mesh Forged Coupler Knuckle* di Nastran (Wang, dkk., 2013)

Penelitian ini meninjau tegangan dan regangan dengan pembebanan kereta api. Beban Tarik yang diberikan sebesar 1225kN dengan arah gaya sejajar dengan garis tengah membujur dan menunjuk ke eksternal dari *Coupler Knuckle*. Sedangkan beban kompresi sebesar 1500kN dengan arah gaya sejajar dengan garis tengah membujur, arahkan ke bagian dalam *Coupler Knuckle*. Material yang digunakan dalam analisa ini adalah *E-grade steel* dengan nilai modulus *Young 2e5*.

Beban tarik menyebabkan *coupler* memiliki kecenderungan berevolusi di sekitar *Knuckle pivot pin*. Karena momen *bending* dari lubang pin yang disebabkan oleh beban di permukaan S maka dibutuhkan perlindungan lebih. Tegangan maksimum *coupler knuckle* muncul di *root of towing flange* dan tengah permukaan S. Nilai tegangan maksimum adalah 667Mpa. Nilai regangan maksimum adalah 0.875mm. Beban tekan menyebabkan tegangan maksimum dari *coupler knuckle* muncul di sisi kedua permukaan S pada *flange* perlindungan dan daerah tekanan. Nilai tegangan maksimum dari *coupler knuckle* adalah 547MPa. Sedangkan nilai regangan maksimum *coupler* adalah 0.5165mm. (Wang, dkk., 2013)

Pada tahun 2015, Steed dan Kimpton melakukan penelitian mengenai analisa kekuatan static dan *fatigue life coupler knuckle*. Semua pemodelan dilakukan menggunakan software *Nastran* untuk mengidentifikasi area dengan *stress* tinggi dan material yang digunakan dalam analisa ini adalah *B-Grade Steel*. Beban yang di berikan pada *coupler* dan *knucke* sebesar 2000kN. (Steed & Kimpton, 2015). Dari hasil pengujian, mayoritas mode kegagalan untuk *coupler* yang diidentifikasi dapat dikaitkan secara langsung dengan jalur beban melalui coupler saat rancangan. Rancangan beban sebagian besar ditransfer oleh coupler menarik bagian atas dan bawah *lugs*. Lokasi kegagalan mengalami tegangan tarik tinggi yang ditransfer ke *coupler shank*. Sedangkan dari pemeriksaan kegagalan *knuckle* ditemukan dua lokasi kegagalan primer yaitu *knuckle neck* dan sepanjang lubang *knuckle pin*.

Hasil analisis kelelahan dari *coupler* dengan perkiraan maksimum umur *coupler* untuk daerah kritis yang ditunjukkan mewakili estimasi umur 68% sampai retak. Sedangkan untuk *knuckle* dari hasil analisis kelelahan perkiraan umur maksimum 68% adalah 480.000 siklus sampai retak. Retak terjadi di daerah atas leher. Sebagai perbandingan, rata-rata 600.000 siklus mendefinisikan kegagalan. (Steed & Kimpton, 2015). Gambar hasil simulasi ditunjukkan pada gambar 2.2.



Gambar 2.2 (a) *Stress Contour coupler* tampak bawah dan (b) *Stress Contour coupler* tampak bawah (Steed & Kimpton, 2015)

Fungsi utama *coupler* untuk menghubungkan *carbody* dan mentransmisikan gaya longitudinal. Banyak penelitian tentang sistem *coupler* telah dilakukan yang sebagian besar telah difokuskan pada kekuatan struktural *coupler* dengan menyederhanakan sebagai kekuatan dinamis longitudinal. Namun seiring dengan semakin panjang rangkaian kereta dan semakin berat *carbody* maka akan dihasilkan gaya tekan karena pengereman yang meningkat sehingga komponen gaya lateral yang dialami *coupler* semakin besar pula. Penelitian gerak dinamis *coupler* pernah dilakukan oleh Tianwei, dkk., Zu, dkk., dan Ma, dkk. Jenis *coupler* yang digunakan dalam ketiga penelitian ini adalah *couple knuckle*. *Coupler* merupakan komponen utaman dalam kereta pengangkut berat.

Dari ketiga penelitian di atas membahas tentang peningkatan panjang kereta dan beban yang signifikan harus diiringi dengan meningkatnya kekuatan *coupler* dalam menaik beban. Gaya-gaya yang dikombinasikan dengan perilaku rotasi *coupler* dapat menimbulkan efek buruk pada keselamatan operasional kereta api. Hasil yang diperoleh dari simulasi dinamis karena efek sudut pada *coupler* adalah sudut rotasi *coupler* 6° memiliki keselamatan lebih baik dari sudut bebas 8° . Dan dari gaya

longitudinal pada *coupler* dapat menghasilkan gaya lateral pada *coupler*. (Xu, dkk., 2014)

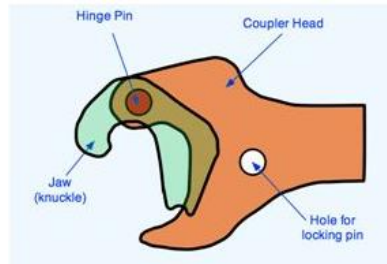
2.2 Coupler

Coupler digunakan untuk menyambungkan dua gerbong kereta ataupun antara lokomotif dan rangkaian gerbong kereta. *Coupler* yang dalam bahasa Inggris diambil dari kata “*couple*” yang artinya pasang, memasangkan, merangkaikan ataupun menggabungkan. *Coupler* harus berada pada posisi yang tepat pada masing-masing ujung kereta untuk memastikan *coupler* satu dengan yang lain dapat berpasangan. Bentuk *coupler* menyesuaikan jenis kereta.

Coupler yang paling sering digunakan di dunia sampai saat ini adalah “*Knuckle*”, “*Buckeye*”, atau “*Janney*” *coupler*. *Coupler* ini merupakan *coupler* otomatis. *Coupler* yang desain aslinya dari US ini digunakan baik di kereta penumpang maupun di gerbong barang di banyak negara. *Coupler* jenis ini sudah menjadi standar di Inggris untuk kereta penumpang dan gerbong barang yang lebih modern. Istilah “*Buckeye*” berasal dari nama panggilan dari negara bagian Ohio “negara *Buckeye*” dan Ohio Brass Co. yang pertama kali memasarkan *coupler* ini. *Coupler* ini diciptakan pada tahun 1879 oleh veteran perang sipil USA yang bernama Eli Janney yang ingin mengganti *coupler* jenis *link and pin* dan kemudian menjadi standar di Amerika. *Link and pin coupler* membutuhkan orang untuk berdiri di antara kereta untuk menyambung dan melepas gandengan. Dalam hal ini tidak sedikit pekerja yang mengalami cedera bahkan meninggal saat melakukan pemasangan *coupler* ini. Penemuan *Janney* ini dapat mengatasi masalah yang dialami oleh *coupler* jenis *link and pin* dan menjadi standar di Amerika, sedangkan *coupler link and pin* telah dilarang pemerintah Amerika pada tahun 1900. *Coupler Buckeye* memiliki beberapa jenis. Jenis yang dipakai di PT.INKA (persero) adalah jenis *tight lock automatic coupler* dan *knuckle automatic coupler*. (Maqfiroh, 2016). Gambar dari *knuckle coupler* ditunjukkan pada gambar 2.3.



(a)



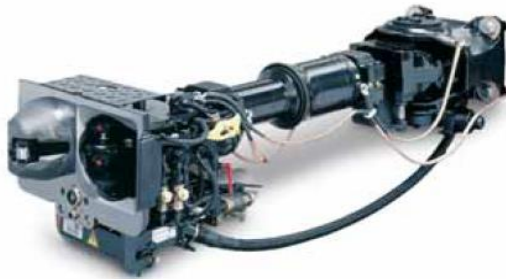
(b)

Gambar 2.3 (a) *Buckeye Coupler Tipe Tightlock* di PT INKA dan (b) *Knuckle Coupler* (Maqfiroh,2016)

Jenis *coupler* yang akan digunakan dalam penelitian ini adalah *Fully automatic couplers*. *Fully automatic couplers* menghubungkan sistem mekanik, elektrik dan pneumatik dari dua kereta, tidak seperti jenis *coupler* lainnya yang hanya menghubungkan kereta secara mekanik. Masing-masing kereta didekatkan kemudian ada sebuah tombol atau pedal yang ditekan untuk menyelesaikan penggandengan. Untuk melepas gandengan menggunakan tombol yang berbeda untuk memutus hubungan elektrik, pneumatic dan mekanik. *Fully automatic couplers* cukup rumit, serta memerlukan banyak perawatan dan perhatian. *Coupler* ini sering digunakan untuk menjaga agar kondisinya tetap baik. Ada sejumlah desain yang berbeda yang digunakan. *Automatic coupler Schanfenberg* adalah desain yang digunakan paling banyak pada gerbong barang multiple unit di Eropa, mulai dari kereta cepat maupun kereta ringan. *Coupler* ini memiliki porsi mekanik dengan *pneumatic* dan koneksi elektrik. Unitnya dihubungkan dengan sistem dorong dengan bagian *coupler* lainnya. Kontak elektrik terpasang dibawah *coupler* mekanik dan terdapat pelindung pada kondisi tidak terpasang. Kereta bawah tanah London menggunakan *coupler* otomatis yang dikenal dengan nama *Wedgeloock*. *Coupler* ini pertama diperkenalkan pada tahun 1935. *Coupler* ini sudah

menyediakan koneksi secara penuh baik itu mekanik, elektrik maupun pneumatik seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.4.

Tipe yang Coupler yang digunakan pada penelitian ini adalah *Versatile for Light Rail and Monorail Vehicles – Type 330*. Tipe 330 *Scharfenberg coupler* banyak ditemukan di kereta api metropolitan dan *lightrail*. *Coupler* berukuran kecil ini menawarkan kekuatan yang luar biasa dan dapat digunakan sebagai dasar *electric heads*. Dimensinya yang sempit, membuat *tramtrain Avanto* di Paris meminta desain *coupler* khusus yaitu melipat dua kali sepanjang sumbu longitudinalnya. Saat *uncoupled*, *coupler* dapat disembunyikan di balik penutup depan. Saat *coupling*, lubang masuk dibuka secara otomatis dan *coupler* terbentang. (System, 2016)

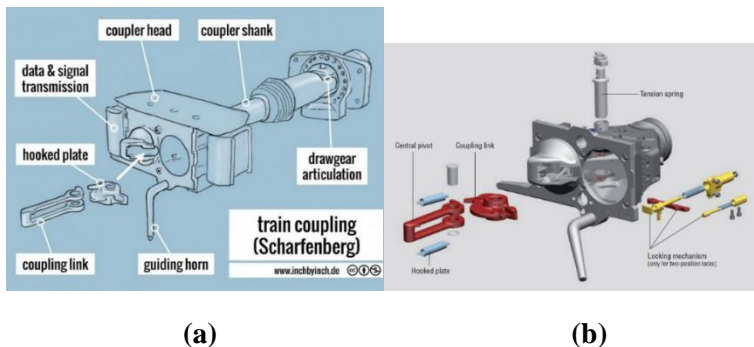


Gambar 2.4 *Coupler Scharfenberg tipe 330* (System, 2016)

2.2.1 Bagian utama Fully Automatic Coupler

Komponen dasar setiap *coupler Scharfenberg* otomatis adalah *coupler lock* yang terdiri dari *hooked plate* yang berputar, *coupling link* dan pegas. Sambungan dua *coupler* secara mekanis, pneumatik dan elektrik hanya dapat terjadi melalui *coupler head* dan mekanisme pengunciannya. Saat kedua *coupler* bertautan, *coupling link* dari satu *coupler* dan *hooked plate coupler* satunya saling mengunci, sehingga membentuk keseimbangan kekuatan. Prinsip tersebut terbukti sangat tahan aus, menjamin keamanan maksimal, bahkan dalam situasi yang paling ekstrim sekalipun. Desain bentuk kerucut dan corong pada bagian depan *coupler*

membentuk sambungan yang kaku dan tidak mudah kendur. Kombinasi ekstensi kepala *coupler* dan *guiding torn* menyebabkan *coupler* mudah saling bertautan sehingga jangkauan pertemuan maksimal. Dengan cara ini, otomatis *coupling* dapat terjadi bahkan di bawah *offset* horizontal, vertikal atau sudut, misalnya pada puncak bukit. (Scharfenberg, 2014) Gambar komponen-komponen *coupler* ditunjukkan pada gambar 2.5.



Gambar 2.5 (a) Bagian-bagian *fully automatic Coupler* dan (b) *Mechanical Head fully automatic Coupler* (inch, 2015)

2.2.2 Coupled, Uncoupled, dan Ready to Couple

Komponen dasar *coupler Scharfenberg* otomatis adalah *coupler lock* yang terdiri dari *hooked plate* yang berputar, *coupling link* dan pegas. Saat kedua *coupler* bertautan, *coupling link* dari satu *coupler* dan *hooked plate coupler* satunya saling mengunci, sehingga membentuk keseimbangan kekuatan. Untuk saling bertautan terdapat beberapa posisi *coupler* yaitu sebagai berikut:

a. Posisi *Coupled*

Coupler telah terhubung, *coupling links* dan *hooked plates* saling terkait membentuk kekuatan paralel. Hasilnya adalah koneksi yang sangat andal, aman dan bebas kendur sehingga pada

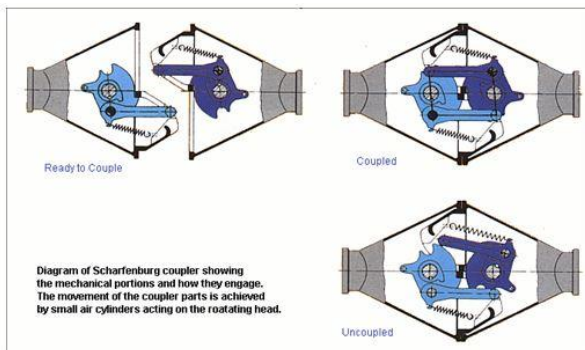
saat bersamaan menjamin kenyamanan berkendara tinggi dan mencegah mundurnya kereta api jika terjadi insiden.

b. Posisi *Uncoupled*

Saat *uncoupling*, *hooked plates* berubah melawan gaya tegangan yang timbul sampai *coupling links* terlepas dari *hooked plate* yang terhubung. Lalu, *couplers* bisa dipisahkan dengan lancar. Desain kunci penggandeng memungkinkan *uncoupling* kendaraan yang tidak sejajar, misalnya pada puncak bukit, dan saat kendaraan berada di bawah beban traksi. Untuk alasan keamanan, *couplers* hanya bisa digabungkan kembali setelah kendaraan dipisahkan.

c. Posisi *Ready to couple*

Sebelum proses *coupling*, *coupling links* terbuka. Saat *coupling*, geometri khusus dari *hooked plates* membuat kunci *coupler* berubah melawan kekuatan pegas sampai *coupling links* meluncur ke *hooked plate* yang terhubung. Lalu, pegas memutar kunci *coupler* ke arah yang berlawanan, mengunci bagian-bagian tempatnya. (Voith Turbo Scharfenberg, 2013. Gambar posisi bertautan *coupler* ditunjukkan pada gambar 2.6.



Gambar 2.6 *Coupled, Uncoupled, dan Ready to Couple*
(Scharfenberg, 2014)

2.3 Metode Elemen Hingga (MEH)

Finite Element Method (FEM) atau biasanya disebut *Finite Element Analysis (FEA)*, adalah prosedur numerik yang dapat dipakai untuk menyelesaikan masalah-masalah dalam bidang rekayasa (*engineering*), seperti analisa tegangan pada struktur, frekuensi natural, dan *mode shape*-nya, perpindahan panas, *elektromagnetis*, dan *aliran fluida (Moaveni)*. Metode ini digunakan pada masalah-masalah rekayasa dimana *exact solution/analytical solution* tidak dapat menyelesaikannya. Inti dari FEM adalah membagi suatu benda yang akan di analisa, menjadi beberapa bagian dengan jumlah hingga (*finite*). Bagian-bagian ini disebut elemen yang tiap elemen satu dengan elemen lainnya dihubungkan dengan nodal (*node*). Kemudian dibangun persamaan matematika yang menjadi representasi benda tersebut. Proses pembagian benda menjadi beberapa bagian disebut *meshing*. (Inc, 2012)

Penyelesaian metode elemen hingga menggunakan matriks. Sarana komputer diperlukan untuk menghitung persamaan ini dikarenakan perhitungan dalam metode ini sangat banyak dan kompleks. Perhitungan dari seluruh sistem merupakan penyelesaian persamaan serentak yang dinyatakan dalam bentuk matriks.

2.3.1 Modal Analysis

Modal analysis adalah sebuah teknik yang digunakan untuk menentukan karakteristik getaran dari struktur yaitu:

- **Frekuensi natural**
Frekuensi ketika struktur cenderung untuk bergetar natural.
- **Mode Shapes**
Bentuk mode struktur cenderung untuk bergetar sesuai frekuensinya.

Tujuan dari *modal analysis* adalah:

- Memberikan parameter suatu desain untuk menghindari terjadinya resonansi terhadap frekuensi yang spesifik.

- Memberikan ide untuk *engineer* bagaimana suatu desain dalam merespon beban dinamis yang berbeda.
- Memudahkan dalam mengontrol solusi output seperti *time step* dll

Asumsi dan Batasan :

- Bersifat linear (massa dan kekakuan dianggap konstan)
- Tidak ada damping.
- Tidak ada variasi gaya terhadap waktu, perpindahan, tekanan atau temperature (*free vibration*). (Inc, 2012)

2.3.2 Struktural *Transient* dinamis

Analisa struktur *transient* menyediakan kemampuan untuk menentukan respon dinamik dari sistem di setiap jenis beban waktu bervariasi. Untuk bentuk yang fleksibel, bahan nonlinear dapat dimasukkan, tegangan dan ragangan dapat menjadi output. Analisa *structural transient* diperlukan untuk mengevaluasi respons bodi yang mampu terdeformasi ketika efek inersia menjadi signifikan. Analisa struktur *transient* merupakan jenis paling umum dari analisa dinamis. Dalam analisa struktur transien, berbagai persamaan umum gerak dapat diselesaikan untuk beberapa poin berikut:

- Beban yang bekerja dan kondisi *joint* merupakan fungsi waktu dan ruang.
- Efek inersia dan redaman berpengaruh. Oleh karena itu, harus mencakup kepadatan dan redaman dalam model.
- Efek non linear, seperti geometris, non linear material, atau kontak, akan memperbarui matriks kekakuan.
- Analisa struktur transien meliputi analisa struktur statis dan analisa *rigid* dinamis, dan memungkinkan semua jenis koneksi, beban, dan tumpuan (*support*).
- Namun, salah satu pertimbangan penting melakukan analisa *structural transient* adalah waktu ukuran langkah (*step*)
- *Step* (langkah waktu) harus cukup kecil untuk benar-benar menggambarkan beban *time-varying*.

- Ukuran langkah waktu mengontrol akurasi dalam menangkap respon dinamik. Oleh karena itu, menjalankan analisa modal awal sangat diharapkan.
- *Time step* juga mengontrol akurasi dan konvergensi perilaku sistem nonlinier.

Analisa Modal Awal

Ketika analisa struktur transien menggunakan waktu otomatis, pilihan yang tepat dari *initial time step*, *minimum time step*, dan *maksimum time step* penting untuk mewakili respon dinamik yang akurat:

- Tidak seperti analisa dinamis kaku yang menggunakan integrasi waktu jelas, analisa structural *transient* menggunakan integrasi waktu implisit. Oleh karena itu *time step* biasanya lebih besar untuk analisa structural transien.
- Respon dinamis dapat dianggap sebagai berbagai bentuk mode struktur yang berbeda dengan memuat beban eksitasinya, *initial time step* harus didasarkan pada mode (atau konten frekuensi) dari sistem.
- Disarankan untuk menggunakan waktu *time-stepping* (default)
- Maksimum *time step* dapat menjadi masukan untuk mencegah program dari pemecahan tanpa batas. *Time step* minimum yang disarankan yaitu 1/100 atau 1/1000 dari *initial time step*.
- Saran umum untuk pemilihan *initial time step* adalah dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\Delta t_{initial} = \frac{1}{20f_{response}} \quad (2-1)$$

f response adalah frekuensi mode yang di duga penyebab resonansi. (Inc, 2009)

2.3.3 Prosedur Dasar

Tahapan dasar dalam melakukan analisa menggunakan FEM ini yaitu *preprocessing*, *solution*, dan *general postprocessing*.

1. *Preprocessing*

Preprocessing adalah langkah awal dalam proses FEM. Pada *preprocessing* terdapat beberapa fungsi dimana kita harus mengatur secara detail fungsi-fungsi tersebut karena fungsi-fungsi tersebut akan menghasilkan perhitungan yang spesifik pada benda yang akan dianalisa. Fungsi-fungsi yang terdapat pada *preprocessing* adalah:

- *Modelling* : proses untuk menggambar benda yang akan dianalisis, pada proses modeling benda dapat Digambar dalam bentuk 2D atau 3D. Untuk benda-benda dengan geometri rumit, benda dapat Digambar dengan menggunakan program CAD yang lain misalkan *Solidworks CAD*.
- *Element Type*: proses untuk memberikan atribut atau bentukan dari benda yang kita gambar untuk dianalisa, misalnya material yang kita gambar berbentuk *solid*, *beam*, *shell*, dll. Tiap-tiap atribut atau bentukan akan berpengaruh pada langkah-langkah berikutnya dan analisa yang akan dilakukan.
- *Material Properties* : proses untuk memberikan property material pada benda yang akan dianalisa, misalnya densitas, modulus *bulk*, elastisitas, dll.
- *Meshing* : proses membagi benda yang akan dianalisa menjadi luasan-luasan atau area kecil. *Meshing* merupakan salah satu tahapan penting dalam proses FEM.
- *Entities* : proses untuk memberi identitas pada benda yang akan kita analisa. Hal ini untuk menentukan posisi dan kondisi beban yang akan di analisa.

2. *Solution*

Langkah berikutnya dalam proses FEM adalah *solution*. Pada tahapan ini telah mendekati proses akhir, yaitu proses analisa dan perhitungan. Tetapi sebelum mencapai proses perhitungan dan analisa ada beberapa langkah yang dalam proses *solution* yang harus dilalui terlebih dahulu. Langkah-langkah tersebut adalah:

- *Constrains* : proses menentukan gaya yang akan bekerja pada benda yang akan kita analisa. Pada *constrains* derajat kebebasan benda yang akan di analisa akan ditentukan.
- *Initial Velocity*: proses untuk menentukan kecepatan benda yang akan di analisa.
- *Loading Option*: proses untuk menentukan gaya yang bekerja pada benda yang akan dianalisa dan menentukan parameter yang mengikutinya.
- *Time Control*: proses menentukan lamanya waktu yang akan di analisa.
- *Solve*: proses menghitung dan menganalisa benda

3. *General Postprocessing*

Setelah proses desain dan analisa selesai, langkah berikutnya adalah *general postprocessing*. Proses ini digunakan untuk melihat hasil analisa, animasi gerakan benda yang akan di analisa dan melihat hasil perhitungan serta grafik.

Tahapan langkah-langkah dalam menyelesaikan analisis struktur menggunakan *software* elemen hingga secara garis besar menjadi sebagai berikut :

- a. Membuat geometri awal struktur yang akan dianalisis.
- a. Menentukan tipe analisa (*static*, dinamik, modal, *buckling*, *contact*, atau *thermal*)
- b. Menentukan jenis material dan properti material yang digunakan (massa jenis, modulus elastis (*modullus young*), *poisson ratio*, dll.)
- c. Menentukan jumlah elemen yang akan diberikan pada model.

- d. Membuat elemen dari hasil pemodelan geometri struktur yang akan di analisa (*mess generation*)
- e. Menentukan *boundary condition* dan kondisi pembebanan (*loading condition*)
- f. Melakukan eksekusi agar memperoleh hasil
- g. Menganalisa hasil yang diperoleh (*Displacement, Stress, Strain, Natural Frequency*, atau *Temperature*)

2.3.4 Verifikasi

Verifikasi merupakan suatu proses untuk memeriksa kesesuaian jalannya simulasi dengan cara melakukan pemeriksaan simulasi tersebut. Verifikasi digunakan untuk membuktikan bahwa simulasi yang di jalankan dalam penelitian ini sudah benar. Verifikasi dapat dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan hasil simulasi lainnya yang memiliki masalah fisik dan sistem Metode Elemen Hingga yang serupa. Selain itu, verifikasi prosedur MEH juga harus merujuk pada *Theory Reference* dari perangkat lunak yang digunakan. Dalam penelitian ini, verifikasi dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan standar EN 12663-1:2010. Standar EN 12663-1:2010 merupakan standar eropa mengenai keamanan desain rangkaian kereta api. Dengan menggunakan standar ini, hasil analisa dapat diketahui keamanan desainnya. Standar ini akan dibahas pada sub bab 2.5.

2.3.5 Validasi

Validasi merupakan proses penentuan apakah model konseptual simulasi benar-benar merupakan representasi akurat dari sistem nyata yang dimodelkan. Validasi bertujuan untuk membuat penelitian ini diterima atau di setujui. Validasi MEH dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan eksperimen dan atau hasil simulasi dalam penelitian terdahulu yang telah dipublikasikan. Dalam penelitian ini validasi dengan menggunakan eksperimen tidak dapat dilakukan karena keterbatasan alat yang ada sehingga harus dilakukan beberapa pendekatan untuk

mengetahui apa yang terjadi pada *coupler* dalam menerima beban. Pendekatan ini harus divalidasi bahwa hasilnya merupakan hasil simulasi yang valid. Jenis analisis, model material yang ditugaskan untuk setiap komponen, tipe, dan ukuran elemen, dan model kontak untuk kontak elemen divalidasi dengan penelitian sebelumnya dan referensi ANSYS.

Berkaitan dengan salah satu cara validasi untuk simulasi yang tidak mungkin divalidasi dengan eksperimen, bahwa pemahaman terhadap teori yang mendasari simulasi sangat penting untuk membaca hasil simulasi, apakah hasil simulasi masuk akal atau tidak. Teori dasar yang perlu dipahami adalah sebagai berikut:

a. Konsep Tegangan

Tegangan adalah suatu ukuran intensitas pembebanan yang dinyatakan oleh gaya dibagi oleh luas di tempat gaya tersebut bekerja. Komponen tegangan pada sudut yang tegak lurus pada bidang di tempat bekerjanya gaya tersebut disebut tegangan langsung, yang merupakan tegangan tarik atau *tensile* (positif), atau tegangan tekan atau *compressive* (negatif). Satuan tegangan tersebut adalah N/mm² atau Megapascal (Mpa).

Tegangan terjadi saat gaya (F) yang bekerja tegak lurus dengan suatu luasan benda (A). Apabila gaya tersebut diukur dalam satuan N dan luasan dalam m². Tegangan yang terjadi pada *coupler* hanyalah tegangan tarik dan tegangan tekan yang dirumuskan pada persamaan 2-2.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2-2)$$

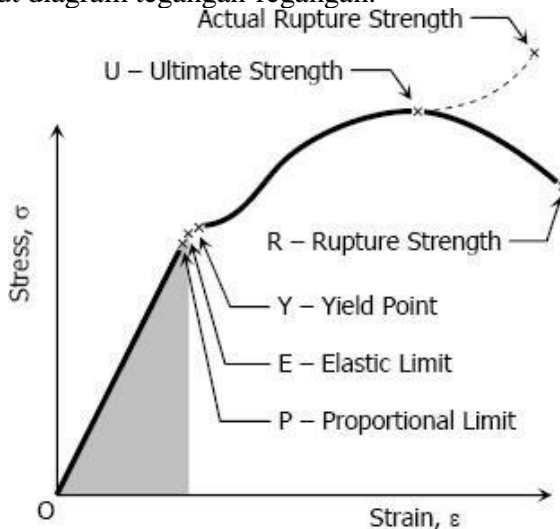
b. Konsep Regangan

Regangan dinyatakan sebagai pertambahan panjang per satuan panjang. Regangan digunakan untuk mengetahui deformasi yang terjadi pada suatu benda. Di bawah ini merupakan rumus dari regangan yang diperoleh dari perpanjangan (δ) dalam meter dibagi dengan panjang awal (L) dalam meter dirumuskan pada persamaan 2-3.

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} \quad (2-3)$$

c. Hubungan Tegangan dan Regangan

Besarnya tegangan tergantung pada sifat materialnya. Untuk mengetahui sifat masing-masing material biasanya dilakukan uji tarik terhadap spesimen material tersebut. Hasil uji tarik umumnya menggambarkan hubungan antara besarnya tegangan tarik yang digunakan dengan regangan yang terjadi pada spesimen akibat tegangan tarik tersebut. Hubungan tersebut digambarkan pada suatu diagram yang disebut diagram tegangan-regangan.



Gambar 2.7 Diagram tegangan-regangan pada *structural steel* (Verterra, 2010)

Pada gambar 2.7 di atas dapat dilihat bahwa sampai pada titik Y, hubungan antara tegangan dan regangan adalah linear. Titik Y tersebut adalah batas proporsionalitas atau batas elastisitas. Hubungan yang

menggambarkan antara tegangan dan regangan sampai pada titik elastisitas disebut Hukum Hook, yang secara matematis diformulasikan dengan persamaan 2.4.

$$\sigma = E\varepsilon \quad (2-4)$$

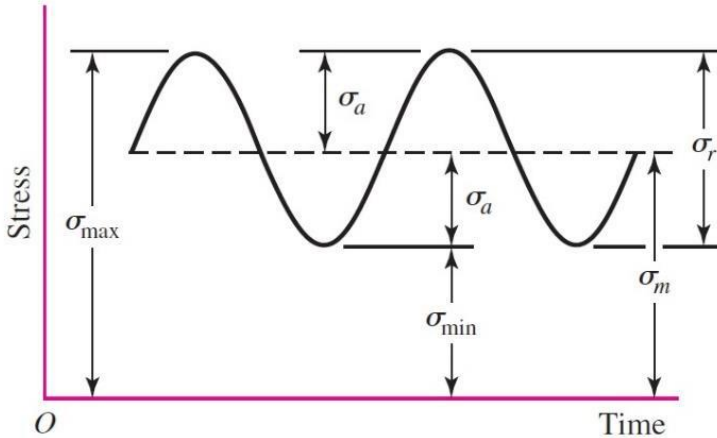
Dari Persamaan 2.4 dapat dilihat bahwa besarnya tegangan proporsional terhadap regangan. Dengan E sebagai konstanta proporsionalitasnya. Konstanta E dikenal dengan Modulus Elastisitas atau Modulus Young. E merupakan besaran fungsi dari sifat material. Secara fisik modulus elastisitas adalah pengukur kekuatan atau *stiffness* dari material terhadap respon pada beban yang bekerja dan menunjukkan sifat-sifat tertentu dari material.

d. Beban Siklik

Logam yang menerima tegangan secara berulang-ulang akan dapat rusak atau patah pada tingkat tegangan yang jauh lebih rendah daripada tegangan yang diperlukan untuk mematahkannya dengan sekali pembebanan statis bahkan dapat patah pada tegangan di bawah kekuatan elastisnya (di bawah *yield point*). Kerusakan semacam itu dapat dikatakan rusak karena kelelahan (*fatigue*). Sebagian besar kerusakan yang terjadi pada komponen mesin disebabkan oleh kelelahan. Kerusakan karena kelelahan dapat terjadi karena merambatnya retak atau cacat yang sangat kecil dan retak itu menjalar setiap kali ujung retak itu menerima tegangan. Setiap kali terjadi tegangan maka retak akan merambat, sehingga akhirnya sisa penampang tidak lagi mampu menerima gaya yang bekerja dan akan terjadi patah. Patah seperti ini tampaknya seperti tidak ada tanda-tanda, karena itu *fatigue* seringkali berbahaya. Gambar amplitudo tegangan ditunjukkan pada gambar 2.8.

Jenis pembebanan yang mengakibatkan kelelahan secara teoritik dapat dikelompokkan menjadi dua jenis yaitu siklus tegangan bolak-balik (*reserved stress life*) dan siklus tegangan berfluktuasi (*fluctuating stress cycling*). Pada *reserved stress life*

lebih mudah menimbulkan kelelahan. (Budynas & Nisbett, 2011)



Gambar 2.8 *Stress-time relation sinusoidal fluctuating stress*
(Budynas & Nisbett, 2011)

Pengujian kelelahan ini dilakukan dengan cara membuat beberapa material kemudian batang uji pertama diberi beban hingga mencapai tegangan yang cukup tinggi, dan setelah mengalami sejumlah siklus pembebanan batang uji itu patah, diambil batang uji berikutnya, diberi beban yang lebih rendah. Demikian selanjutnya sampai semua batang uji selesai teruji. Terdapat beberapa istilah yang menyangkut teori fatigue, dan pengertiannya seperti pada penjelasan di bawah ini:

1. *Cyclic stress/load* merupakan variasi pada tegangan atau beban yang berulang terhadap waktu.
2. *Mean stress* (σ_m) merupakan tegangan rata-rata yang didapat antara tegangan maksimum dan tegangan minimum, dengan persamaan 2-5.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2-5)$$

3. *Maximum stress* (σ_{max}) merupakan nilai tegangan maksimum yang terjadi pada keseluruhan suatu material ketika pembebanan.
4. *Minimum stress* (σ_{min}) merupakan nilai tegangan maksimum yang terjadi pada keseluruhan suatu material ketika pembebanan.
5. *Stress range* (σ_r) merupakan selisih tegangan maksimal terhadap tegangan minimal, dengan persamaan 2.6.

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (2-6)$$

6. *Amplitude of stress* (σ_a) didefinisikan sebagai bilai detengah dari selisih tegangan maksimal terhadap tegangan minimal, yang diformulasikan sebagai persamaan 2.7.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2-7)$$

7. *Cycle* (N) adalah siklus dimana beban bermula dari posisi rata-rata pada waktu tertentu dan kembali ke posisi yang sama setelah beberapa interval waktu.
8. *Stress ratio* (R) merupakan rasio tegangan R didefinisikan sebagai rasio tegangan minimum terhadap tegangan maksimal. Menggunakan persamaan 2.8.

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2-8)$$

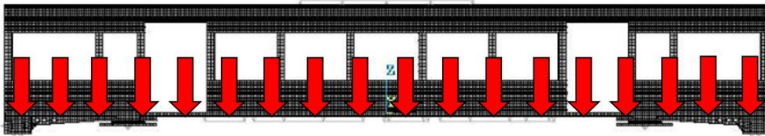
9. *Fatigue life* (N) adalah banyaknya siklus yang dialami oleh suatu material atau konstruksi sebelum mengalami kegagalan (*breakdown*)

Secara mendasar kegagalan (*fatigue*) dari suatu struktur dinyatakan bila struktur tidak dapat berfungsi lagi dengan baik untuk menerima pembebanan sesuai dengan yang direncanakan.

2.4 Analisa yang Digunakan

2.4.1 Analisis Pembebanan Vertikal Carbody

Perhitungan pembebanan vertikal dihasilkan beban oleh lokomotif, kereta, dan gerbong. Badan vertikal dari carbody kemudian akan di teruskan ke coupler. Pembebanan vertikal di rumuskan jumlah berat badan kereta (P_1) dan berat penumpang (P_2) dikalikan koefisien dinamis (k) 1,3. Pembebanan vertikal sesuai dengan spesifikasi teknis LRT ditunjukkan pada gambar 2.9 dan persamaan pembebanan *carbody* dirumuskan pada persamaan 2-9. (Standarization, 2010)



Gambar 2.9 Pembebanan Vertikal *carbody* pada lantai

$$P_v = k(P_1 + P_2) \quad (2-9)$$

2.4.2 Analisis Rolling Resistance

Rolling Resistance atau hambatan gelinding adalah hambatan yang terjadi antara roda kereta dengan permukaan rel. Rumus *rolling resistance* pada kereta api ditunjukkan pada persamaan 2-10. Dengan w adalah berat *axle* dari bogie, V adalah koefisien 0,0085, dan V adalah kecepatan kereta dalam km/jam. (Valentino, 2015)

$$R_r = \left(0,6 + \frac{13}{w} + AV\right) \times \text{berat carbody} \quad (2-10)$$

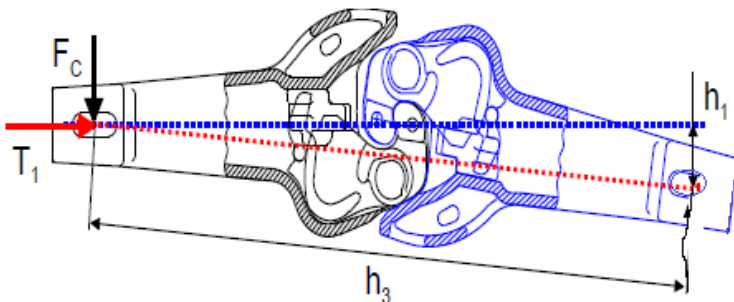
2.4.3 Analisis Gaya Longitudinal

Kondisi paling serius adalah kondisi saat kereta akan melaju dan saat pengereman. Pada saat pengereman *coupler* mengalami kondisi gaya longitudinal paling buruk. Perhitungan gaya longitudinal didapatkan dari hukum newton ketiga dengan jumlah gaya (F) yang terjadi sejajar dengan massa *carbody* (m) dikalikan dengan percepatan (a). Perumusan gaya longitudinal ditunjukkan pada persamaan 2-11.

$$\pm \sum Fx = m \cdot a \quad (2-11)$$

2.4.4 Analisis Gaya Lateral

Gaya tekan *coupler* (T_1) menerapkan gaya longitudinal dan gaya lateral (F_c). Momen jenis torsi diperoleh melalui T_1 dan h_1 sementara momen stabil dapat diperoleh melalui F_c dan h_3 . Karena tidak ada *coupler shoulder* momen stabilitas *coupler* ditahan oleh *carbody*. Setelah *coupler* menopang gaya tekan, defleksi *coupler* akan terjadi dan menyebabkan gaya lateral. *Free Body Diagram* gaya lateral pada *coupler* ditunjukkan pada gambar 2-10 dan persamaan gaya lateral pada persamaan 2-12.



Gambar 2.10 Pembebanan Lateral pada coupler (Tianwei, 2015)

$$T_1 x h_1 = F_c x h_3 \quad (2-12)$$

2.4.5 Analisis Faktor Keamanan

Faktor keamanan merupakan faktor yang digunakan untuk mengevaluasi suatu elemen mesin/struktur. Faktor keamanan dipengaruhi oleh beberapa kriteria yaitu:

1. Variasi sifat-sifat bahan
2. Pengaruh ukuran bahan yang diuji kekuatannya
3. Jenis beban
4. Pengaruh proses permesinan dan proses pembentukan
5. Pengaruh perlakuan panas terhadap sifat fisis material
6. Pengaruh pelumasan dan umur elemen mesin
7. Pengaruh waktu dan lingkungan dimana peralatan itu dioperasikan
8. Keamanan manusia secara keseluruhan

Penggunaan faktor keamanan paling banyak terjadi apabila kita membandingkan tegangan yang terjadi dengan kekuatan materialnya untuk menaksir angka keamanannya. Untuk bahan yang ulet diasumsikan mempunyai tegangan luluh dan maksimum sama, dan keduanya akibat daya tarik dan tekan. Persamaan faktor keamanan ditunjukkan pada persamaan 2-13 dan persamaan 2-14.

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_{von\ mises}} \quad (2-13)$$

$$(\sigma_{von\ mises} \times N) \leq \sigma_y \quad (2-14)$$

Joseph P. Vidosic memberikan angka keamanan yang sesuai berdasarkan tegangan luluh material ditunjukkan sebagai berikut:

1. $N = 1,25 - 1,5$: untuk beban yang sesuai dengan penggunaan pada kondisi terkontrol dan beban tegangan yang bekerja dapat ditentukan dengan pasti.
2. $N = 1,2 - 2,0$: untuk bahan yang sudah diketahui dan pada kondisi lingkungan beban dan tegangan yang tetap dan dapat ditentukan dengan mudah.

3. $N = 2,0 - 2,5$: untuk bahan yang beroperasi pada lingkungan biasa dan beban serta tegangannya dapat ditentukan.
4. $N = 2,5 - 3,0$: untuk bahan getas di bawah kondisi lingkungan beban dan tegangan rata-rata.
5. $N = 3,0 - 4,0$: untuk bahan belum diuji yang digunakan pada kondisi lingkungan beban dan tegangan rata-rata atau untuk bahan yang sudah diketahui baik yang bekerja pada tegangan yang tidak pasti.
6. Beban berulang : faktor-faktor yang ditetapkan pada no.1 sampai no.6 yang sesuai tetapi harus disalurkan pada batas ketahanan Lelah deripada kekuatan Lelah bahan
7. Gaya kejut: faktor yang sesuai pada no.3 sampai no.5 tetapi faktor kejut termasuk dalam beban kejut.
8. Beban getar: dimana tegangan maksimum digunakan secara teoritis, harga faktor kemanan dipresentasikan pada no.1-5 yang diperkirakan dua kalinya. (Deutchman, dkk., 1975)

2.4.6 Analisis Teori Kegagalan

a. Teori Distorsi Energi

Teori kegagalan adalah teori-teori yang menyatakan suatu material sudah gagal atau belum pada kondisi pembebanan tertentu. Ada banyak teori kegagalan yang sudah digunakan saat ini. Di antara teori-teori tersebut *Maximum Normal Stress Theory* (MNST), *Mohr-Colomb Theory*, *Maximum Shear Stress Theory* (MSST), dan *Maximum Distortion Energy Theory* (MDET).

MNST adalah teori kegagalan yang digunakan untuk material yang kuat terhadap beban geser namun lemah terhadap beban tekan atau tarik, teori ini biasa digunakan untuk material *brittle* (getas). MSST adalah teori kegagalan yang digunakan untuk material yang kuat terhadap beban tarik atau tekan namun

lemah terhadap beban geser. Teori ini bisa digunakan untuk material *ductile* (ulet). *Mohr-Coulomb Theory* merupakan teori kegagalan yang digunakan untuk menentukan kegagalan pada material dua dimensi maupun tiga dimensi dengan menggunakan metode grafis. *Maximum Distortion Energy Theory* (*von misses*/MDET) adalah teori kegagalan yang didasarkan pada tegangan uniaxial.

Dari keempat teori di atas, teori kegagalan yang sering digunakan adalah *Maximum Distortion Energy Theory* (*von-misses*). Efek beban dengan variasi waktu dapat menyebabkan tegangan. Dengan pengetahuan hanya pada tegangan *yield* dari suatu material. Teori kegagalan ini memprediksi *ductile yielding* di bawah suatu kombinasi pembebanan dengan akurasi lebih baik daripada teori-teori kegagalan yang lainnya. Teori kegagalan *von-misses* (σ) ditunjukkan pada persamaan 2-16 dengan S_{sy} merupakan tegangan ijin material. (Deutchman, dkk., 1975)

$$\sigma_{oct(limit)} \leq \frac{\sqrt{2}}{3} S_{sy} \quad (2-16)$$

b. Kriteria Kegagalan *Fatigue*

Teori kegagalan *fatigue* antara lain, teori *Goodman* memiliki keunggulan untuk diaplikasikan pada material getas, teori *Soderberg* merupakan teori yang paling konservatif, sedangkan teori *Gerber* memiliki keunggulan untuk diaplikasikan pada material ulet. Terdapat berbagai rumus yang digunakan dalam proses analisa apakah material tersebut dalam mengalami kegagalan *fatigue* atau tidak dengan analisa perhitungan konvensional yang ditunjukkan pada persamaan 2-17, persamaan 2-18, dan persamaan 2-19.

1) Gerber

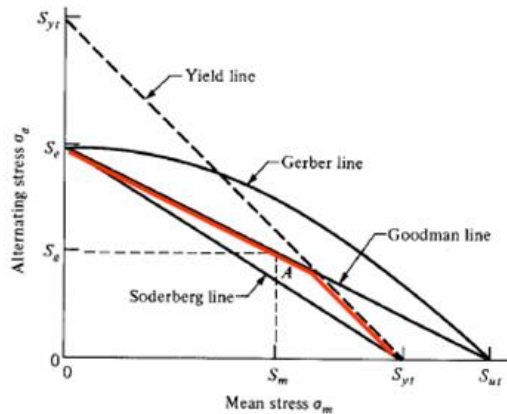
$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_u} = 1 \quad (2-17)$$

2) Goodman

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_u}\right)^2 = 1 \quad (2-18)$$

3) Soderberg

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad (2-19)$$



Gambar 2.11 Perbandingan kurva fatigue failure (sdcverifier, 2017)

Persamaan Goodman dan Gerber pada umumnya di pakai untuk menganalisa kegagalan *fatigue* berdasarkan kriteria patah. Sedangkan persamaan Soderberg biasanya di pakai ketika menganalisa kegagalan *fatigue* berdasarkan kriteria *yield*. Pada penelitian ini digunakan persamaan *gerber* sesuai dengan persamaan gerber yang di aplikasikan pada material ulet sesuai dengan material pada penelitian ini. Perbandingan kurva *fatigue failure* ditunjukkan pada gambar 2.11.

2.5 Standar EN 12663-1 Tahun 2010

EN 12663-1 merupakan standar Eropa yang mengatur mengenai struktur kereta api. Desain struktur kereta api tergantung pada beban karakteristik material yang digunakan. Dalam standar EN 12663-1, memberikan dasar standar untuk desain struktur kereta api. Syarat beban dalam mendesain dan pengujian kereta api pada standar ini berdasarkan pada eksperimen yang didukung dengan data eksperimen dan informasi yang dapat dipertanggung jawabkan. Tujuan standar EN 12663-1 adalah optimasi desain dengan tingkat keselamatan sesuai standar. Kereta api harus mampu menahan konsistensi beban maksimal dengan syarat.

Untuk penerapan Standar EN 12663 ini, semua kereta diklasifikasikan dalam beberapa kategori. Klasifikasi dari berbagai kategori kereta didasarkan hanya pada persyaratan struktural desain *carbody*. Kereta penumpang dibagi menjadi lima kategori desain struktural, diantaranya :

- Kategori P-I misalnya kereta pada umumnya.
- Kategori P-II misalnya kereta dengan unit tetap.
- Kategori P-III misalnya kereta bawah tanah, kereta ringan, dan kereta angkutan cepat.
- Kategori P-IV misalnya kereta metro ringan, kereta listrik ringan.
- Kategori P-V misalnya kereta dengan satu set rel yang membentuk rute trem.

Kereta LRT Palembang termasuk dalam kategori P-IV yaitu kereta listrik ringan. Sehingga pada standarisasi ini pembebanan dan batasan yang digunakan mengacu pada kategori P-IV.

Persyaratan kekuatan statis dan stabilitas struktural harus ditunjukkan dengan perhitungan dan pengujian, bahwa tidak ada deformasi permanen secara keseluruhan. Persyaratan ini ditunjukkan dengan membandingkan tegangan (σ_c) yang dihitung dikalikan dengan faktor keamanan (S_2) dibagi dengan tegangan *yield* (R_m) material yang diizinkan, hasilnya harus menghasilkan nilai kurang dari atau sama dengan 1 maka material tersebut dapat

dikatakan aman. Persyaratan harus di capai dengan hasil uji kekuatan yang tidak melewati batas kekuatan ultimate. Hal ini diperlukan untuk memberikan angka keamanan antara beban desain di mana struktur akan gagal. Perumusan utilisasi untuk menentukan keamanan ditentukan pada persamaan 2-20.

$$U = \frac{\sigma_c S_2}{R_m} \leq 1 \quad (2-20)$$

Biasanya $S_2 = 1,5$, namun nilai $S_2 = 1,3$ dapat dimana kasus pembebanan diverifikasi dengan uji perhitungan yang telah berhasil dilakukan. Kriteria kegagalan utama tidak berlaku untuk bagian struktur yang dirancang khusus untuk rusak secara terkendali (misalnya seperti pada uji tabrakan kendaraan).

Struktur kereta api dikenai beban dinamis yang besar dan bervariasi selama masa operasi. Efek beban ini terlihat pada titik kritis pada kereta api. Sehingga analisa kekuatan *fatigue* harus dilakukan. Kombinasi beban siklik diberikan dalam pengujian *fatigue* ini. Hasil analisa kerusakan akibat pembebanan diolah menggunakan diagram S-N material. Penyederhanaan beban di perbolehkan selama tidak mengubah validasi hasil. Beban dan momen gaya yang dihasilkan dalam komponen *coupler* harus di terapkan. Data yang menggambarkan perilaku material dibawah tegangan *fatigue* harus berdasarkan standar eropa ini. Kekuatan *fatigue* harus dievaluasi dengan menggunakan kurva S-N berdasarkan :

1. Probablilitas ketahanan minimal 97,5%
2. Klarifikasi mengenai komponen atau geometri sambungan (termasuk konsentrasi tegangan)
3. Interpretasi nilai pembatas dari sampel skala kecil dengan menggunakan teknik pengujian dan penelitian terdahulu untuk memastikan penerapan pada komponen penuh.

Tidak perlu melakukan tes pengujian eksperimen jika ada data verifikasi yang tersedia dari pengujian sebelumnya pada struktur serupa yang masih berlaku atau dapat berkorelasi antara metode uji dan perhitungan yang telah dilakukan.

Tujuan spesifik dari tes ini adalah :

- a. Untuk memverifikasi kekuatan struktur saat dikenai beban maksimum;
- b. Untuk memverifikasi bahwa tidak ada deformasi permanen yang signifikan terjadi setelah pemindahan beban maksimum;
- c. Untuk menentukan kekuatan struktur yang ada dalam pemuatan yang mewakili kasus beban layanan;
- d. Untuk menentukan kekakuan struktur.

Tes harus terdiri dari kriteria sebagai berikut:

- a. Simulasi statis dari kasus desain yang dipilih
- b. Pengukuran strain / tekanan dengan bantuan alat pengukur regangan resistansi listrik atau lainnya yang sesuai teknik
- c. Pengukuran deformasi struktural di bawah beban. (Standarization, 2010).

BAB III METODE PENELITIAN

3.1 Model Material

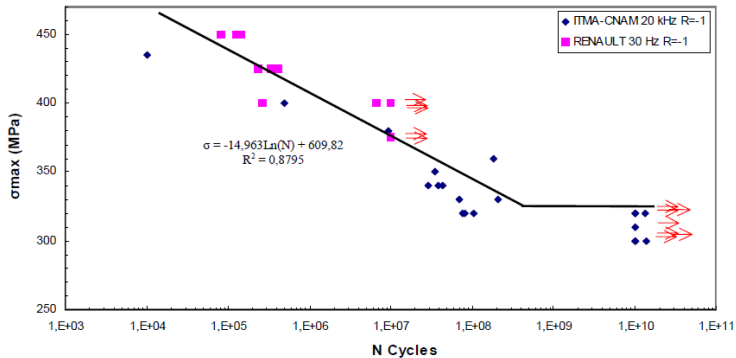
Coupler membutuhkan kekuatan tinggi dalam menerima beban *carbody* dan penumpang. Material yang digunakan adalah ASTM A633 *Grade E steel* dengan UTS 690 Mpa. ASTM A633 *Grade E steel* merupakan baja struktural paduan rendah dengan kekuatan tinggi yang di normalisasi biasanya untuk pengelasan, sambungan, dan konstruksi di laut yang membutuhkan kekuatan *notch* tinggi pada suhu rendah. Dengan sifat material tersebut, ASTM A633 *Grade E steel* cocok digunakan sebagai material *coupler*. ASTM A633 *grade E* adalah plat baja struktural yang di normalisasi dengan kekuatan tinggi dan paduan rendah pada suhu rendah. Material ini biasanya digunakan pada plat dasar, platform minyak dan gas lepas pantai, kerangka peralatan konstruksi, dan komponen suspensi. Tabel material *properties* dari ASTM A633 *grade E* ditunjukkan pada tabel 3.1.

Tabel 3.1 *Material Properties* ASTM A633 *grade E* (Standards, 2000)

Properties	Constants	Dimension
Young's Modulus	200	GPa
Poisson's ratio	0,3	
Yield strength	0,687	Gpa
Ultimate strength	0,823	Gpa

Kurva atau diagram Strength-Life (S-N) menyediakan informasi tentang *Fatigue Strength* S_f vs *Cycle Life* (N) dari sebuah

material. Diagram tersebut merupakan hasil tes dengan menggunakan pembebanan sederhana dari spesimen standar laboratorium yang dikontrol. Kurva menggambarkan karakteristik *fatigue* dengan amplitudo pembebanan konstan. Kurva S-N ASTM *grade E* ditunjukkan pada gambar 3.1

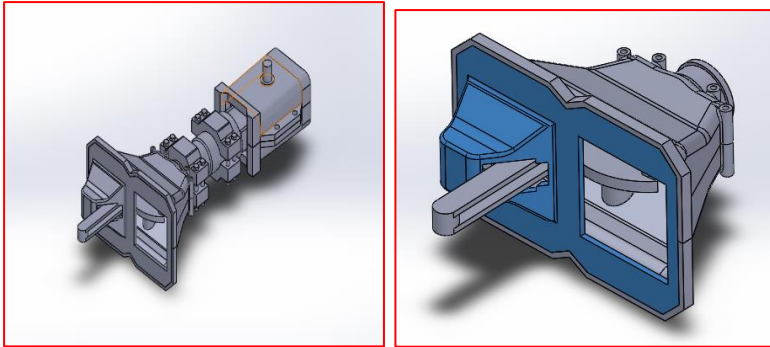


Gambar 3.1 Kurva S-N dari ASTM A633 Grade E (Shankar, dkk., 2013)

Penggunaan material ini sesuai dengan sesuai dengan penelitian Wang, dkk pada tahun 2013 yang menggunakan material ASTM A633 *Grade E*. Penelitian oleh Steed, dkk pada tahun 2015 juga menggunakan material ASTM A633 *Grade E*. Kurva S-N dari material di dapatkan pada penelitian shankar, dkk pada tahun 2013.

3.2 Model Solid 3D

Perencanaan desain menggunakan *software* Solidworks 2016 dengan tipe file (.SLDASM) yang kemudian hasil desain ini akan di analisa menggunakan *software* Ansys 18. Desain ini di buat oleh PT INKA. Simulasi akan di bahas pada sub bab 3.3. Model 3D ini sesuai dengan model *coupler* Scharfenberg milik perusahaan Voith dengan bentuk yang lebih sederhana. Model solid 3D dari *mechanical coupler head* ditunjukkan pada gambar 3.2.



(a)

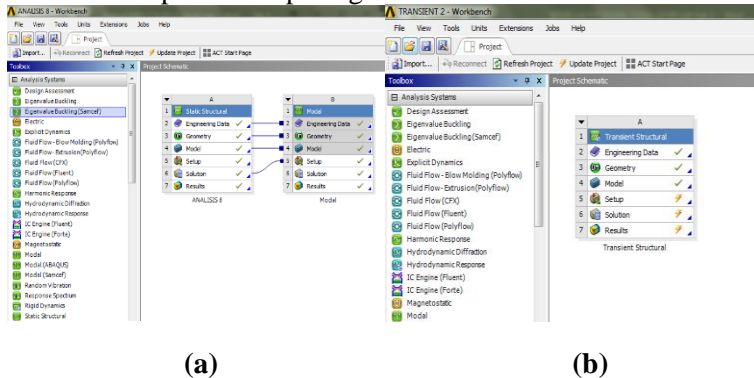
(b)

Gambar 3.2 (a) 3D model *coupler* dan (b) *Mechanical Head Coupler*

3.3 Model Elemen Hingga

Dalam penelitian ini, simulasi menggunakan perangkat lunak *Ansys R.18 Workbench*. Merupakan perangkat lunak berbasis metode elemen hingga untuk menyelesaikan masalah teknik struktural yang kompleks dan membuat keputusan desain yang lebih baik dan lebih cepat. Dengan perangkat ini kita dapat menyesuaikan dan mengotomatisasi solusi untuk masalah. Mekanika struktural dan memberi parameter untuk menganalisis beberapa skenario desain. Dalam simulasi ini yang dimodelkan adalah *mechanical head coupler*. Simulasi pada penelitian ini dilakukan dengan menggunakan *transien* dinamis. Analisa *static structural* digunakan sebelum analisa modal kemudian modal analisis digunakan sebelum analisa transien dinamis. Modal analisis diperlukan untuk mengetahui mode dan frekuensi natural yang akan dianalisa. Karena ketika frekuensi yang bekerja mendekati frekuensi naturalnya kondisi resonansi akan terjadi. Frekuensi inilah yang digunakan untuk analisa transient. Analisis modal yang digunakan dengan pemberian pembebanan yang terjadi sehingga frekuensi yang didapatkan adalah frekuensi pembebanan yang selanjutnya frekuensi tersebut digunakan untuk

menentukan analisis settings pada analisis transient. Analisis yang digunakan pada transient adalah initial time step, minimum time step, maksimum time step, dan step end time. *User interface Ansys Workbench 18.0 – Static Structural Modal, dan Transient Structural* dapat dilihat pada gambar 3.3.

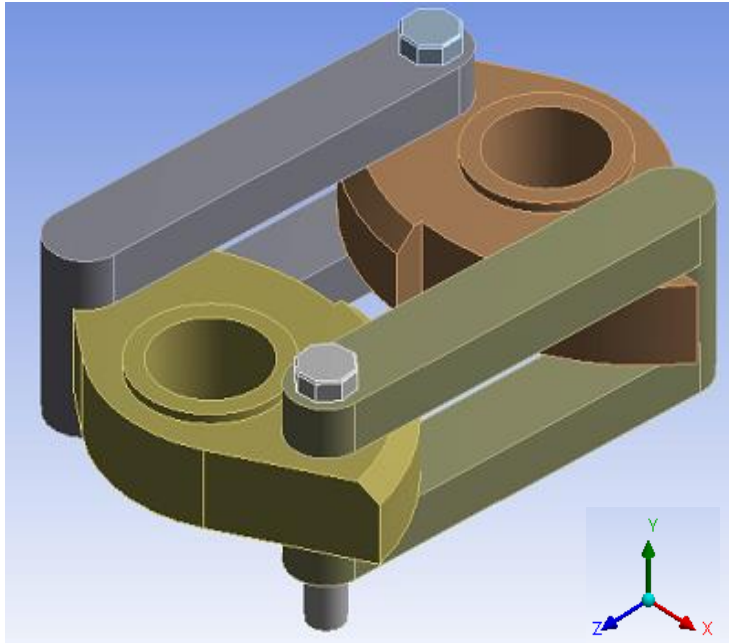


Gambar 3.3 (a) Tampilan Jendela *Static Structural* dan *Modal*
(b) Tampilan Jendela *Transient Structural*

Tahapan dalam metode elemen hingga diantaranya sebagai berikut:

3.3.1 Model Coupler LRT

Desain model 3D menggunakan *software* Solidworks 2016 dengan tipe file (.SLDASM) yang kemudian hasil desain ini dikonversikan menjadi tipe *file import Parasolid Binary* untuk mempermudah transfer model dari *software Solidworks* ke *software Ansys 18.0*. Model 3D ini sesuai dengan model *coupler* Scharfenberg milik perusahaan Voith dengan bentuk yang lebih sederhana. Model 3D *mechanical coupler head* setelah di input ke ANSYS di tunjukkan pada gambar 3.4.

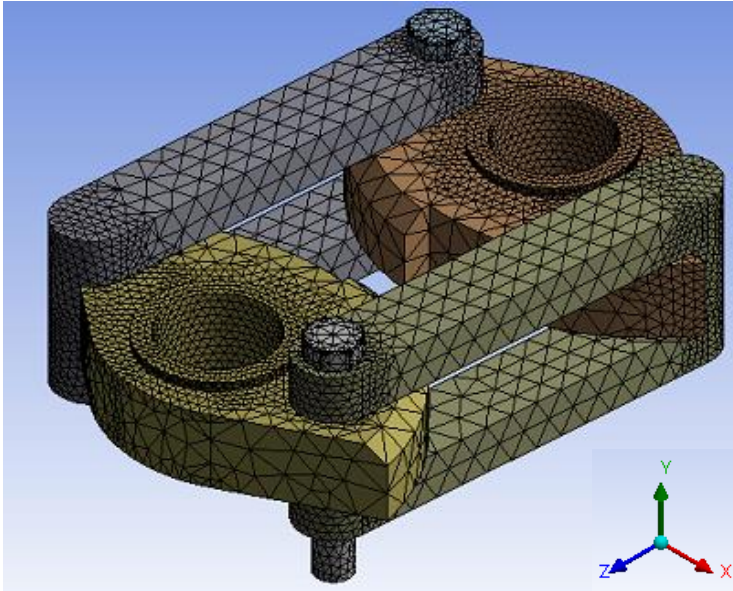


Gambar 3.4 Model dalam *Mechanical Head Coupler* yang saling bertautan

3.3.2 Diskritisasi

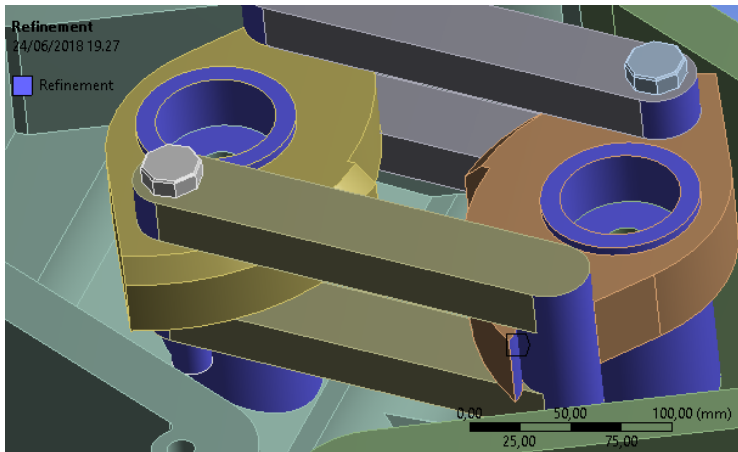
Meshing adalah proses membagi seluruh komponen menjadi elemen sehingga ketika beban diaplikasikan pada komponen, beban dapat di distribusikan seragam. Jika tanpa *meshing*, beban yang diaplikasikan pada komponen terdistribusi tidak seragam sehingga hasil analisa tidak benar. *Meshing* dilakukan menyesuaikan bentuk komponen, jenis, dan jumlah elemen sesuai kebutuhan. Pada penelitian ini menggunakan metode *meshing hex dominant* dan fungsi *meshing proximity and curvature* dengan menghaluskan *meshing* menggunakan *body sizing* dengan ketebalan elemen 15 mm. Pada bagian kontak kritis

meshing dihaluskan dengan *refinement* 2. Hasil *meshing* pada penelitian ini ditunjukkan pada gambar 3.5.



Gambar 3.5 Meshing pada Model simetri *Mechanical Head Coupler*

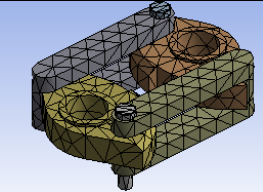
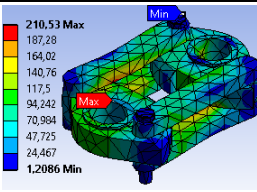
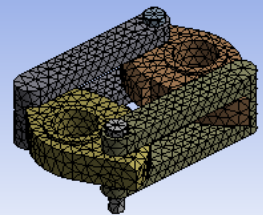
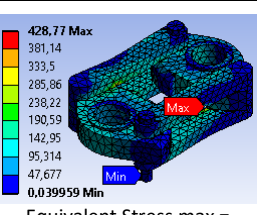
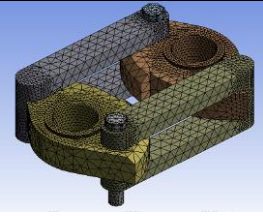
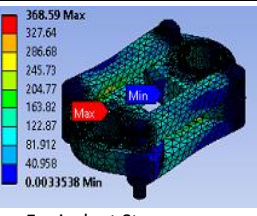
Untuk membuktikan bahwa hasil numerik dari *software* metode elemen hingga sudah benar, maka dilakukan *mesh convergent test*. Hal tersebut tentunya akan berpengaruh terhadap besarnya data hasil simulasi yang ditampilkan. Pada penelitian ini *mesh convergent test* dilakukan saat awal proses. Dengan menggunakan elemen *hexahedral*, proses *meshing* diperhalus pada beberapa bagian yang dianggap mengalami kontak. Untuk lebih detail bisa dilihat pada gambar 3.6.



Gambar 3.6 *Refinement meshing*

Pada simulasi ini dilakukan beberapa variasi *meshing* dengan jumlah elemen yang berbeda-beda sesuai dengan tabel 3.2. Meshing yang digunakan untuk mencari konvergenitas adalah pertama dengan *meshing* otomatis, kedua dan ketiga dengan *size function proximity and curvacture* tanpa *refinement* dan ukuran elemen yang berbeda, dan yang keempat dengan *size function proximity and curvacture* dengan *refinement* dan pengaturan ukuran elemen. Setiap bagian *coupler* akan dibagi menjadi beberapa elemen namun tetap simetris.

Tabel 3.1 Hasil Meshing dan Equivalent Stress

Hasil Simulasi			Persentase keberhasilan <i>meshing</i>
	Jumlah Elemen	Equivalent Stress	
Mesing 1	 1.882 element dan 4.003 nodes	 Equivalent Stress max = 210,53 MPa	60%
Mesing 2	 7.354 element dan 13.604 nodes	 Equivalent Stress max = 428,77 MPa	77%
Mesing 3	 103.609 element dan 158.250 nodes	 Equivalent Stress max = 368,59 MPa	79,9%

Pada *meshing* pertama terdapat 1.882 elemen yang terbentuk dengan menggunakan *function size proximity and curvacture* dan1 pengaturan *element size* sebesar 30 mm dengan *body sizing*. Kemudian pada *meshing* kedua, elemen *coupler* di perkecil dan terhitung ada 13.604 elemen yang terbentuk di model

dengan mengubah *element size* sebesar 15 mm. Model *meshing* ketiga dengan jumlah elemen yang terhitung sebanyak 103.609 elemen dengan cara *meshing* yang sama dan menambahkan *refinement* pada bagian model yang berkontak.

Simulasi dilakukan dengan *boundary condition* dan parameter yang sama dari ketiga model dan menunjukkan hasil berbeda. Dengan membandingkan hasil *Equiv. Stress* terlihat ada perbedaan yang tidak signifikan antara model *meshing* pertama, kedua, dan ketiga. Presentase perbedaan tegangan maksimum dari *meshing* pertama dan kedua adalah 51 % sedangkan perbedaan tegangan maksimum dari *meshing* kedua dan ketiga adalah 14 %. Presentase perbedaan ini tidak melebihi 20%. Selain itu presentase keberhasilan *meshing 1* sebesar 60 %, *meshing 2* sebesar 77% dan *meshing 3* sebesar 79 % sehingga *meshing* ini bisa dianggap konvergen. Dengan demikian model *meshing* yang akan digunakan selanjutnya yaitu mengacu pada model *meshing* ketiga, karena model *meshing* kedua dianggap sudah konvergen atau sudah mewakili hasil model *meshing* ketiga. Dengan bertambahnya jumlah elemen pada bagian yang dianggap terjadi tegangan, hasil yang didapatkan sudah valid sehingga untuk proses selanjutnya metode *meshing* ini bisa di gunakan untuk model *coupler*.

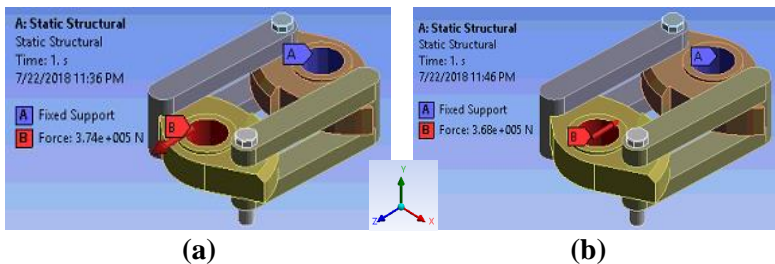
3.4 Kondisi Batas dan Pembebanan

Kondisi Batas adalah suatu kondisi yang harus di penuhi di semua atau sebagian dari batas suatu wilayah dimana suatu persamaan atau iterasi harus dipecahkan. Kondisi batas digunakan untuk menentukan batas-batas untuk mendapatkan hasil sesuai tujuan. Kondisi batas (*boundary condition*) model ditunjukkan pada gambar 3.7 dan 3.8 oleh koordinat Kartesian, di mana X, Y, dan Z adalah arah horizontal, vertikal dan lateral. Pada *displacement* arah $x = 0$ (*fixed*) dan arah $y = 0$ (*fixed*) karena dianggap *coupler* hanya bergerak pada satu sumbu saja yaitu sumbu z. Pada penelitian ini tidak momen gaya dikarenakan

adanya komponen link dan pin yang mencegah momen gaya terjadi pada coupler. Selain itu momen gaya diminimalisasi oleh bogie. Kondisi batas yang digunakan pada simulasi di penelitian ini adalah sebagai berikut:

- Pada Simulasi Statis

Pada simulasi statis di penelitian ini terdapat dua kasus pembebanan yang digunakan yaitu gaya tarik dan gaya tekan. Nilai gaya tekan dan gaya tarik yang digunakan pada penelitian ini di bahas pada sub bab 3.3. Kondisi yang ditinjau dalam penelitian ini adalah kekuatan coupler pada arah z. Untuk mencapai tujuan tersebut digunakan kondisi batas *fixed support* pada pangkal *coupler* sehingga tidak ada *displacement* arah x dan y dan pemberian gaya tarik dan gaya tekan pada ujung *coupler* yang lain. Kondisi batas gaya tarik mewakili kondisi LRT saat akan melaju dari kondisi diam sedangkan kondisi tekan mewakili kondisi pengereman. Penggunaan kondisi ini sesuai dengan sesuai dengan penelitian Wang *et al* pada tahun 2013 dan penelitian oleh Steed, dkk., namun ada kedua penelitian menggunakan jenis *coupler knuckle*. Kondisi batas yang digunakan pada simulasi ini ditunjukkan pada gambar 3.7.

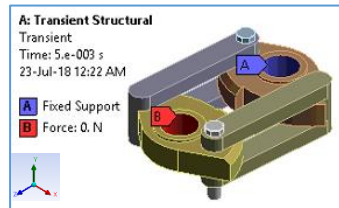


Gambar 3.7 Kondisi Batas *Mechanical Head Coupler* terhadap gaya tarik

- Pada Simulasi Dinamis

Pada simulasi dinamis di penelitian ini terdapat tiga kasus pembebanan yang digunakan yaitu dengan menerapkan gaya tarik dan gaya tekan secara fluktuatif. Nilai gaya tekan, gaya tarik dan gaya lateral yang digunakan pada penelitian ini di bahas pada sub bab 3.3. Kondisi yang ditinjau dalam penelitian ini adalah kekuatan coupler pada arah x, y, dan z. Untuk mencapai tujuan tersebut digunakan kondisi batas *fixed support* pada pangkal *coupler*. *Fixed support* yang sama diterapkan pada tiga kasus pembebanan.

Steps	Time [s]	X [N]	Y [N]	Z [N]
1	0.	0.	0.	0.
2	1.e-003	0.	0.	3.23e+005
3	2.e-003	0.	0.	-3.19e+005
4	3.e-003	0.	0.	3.23e+005
5	4.e-003	0.	0.	-3.19e+005
6	5.e-003	0.	0.	0.



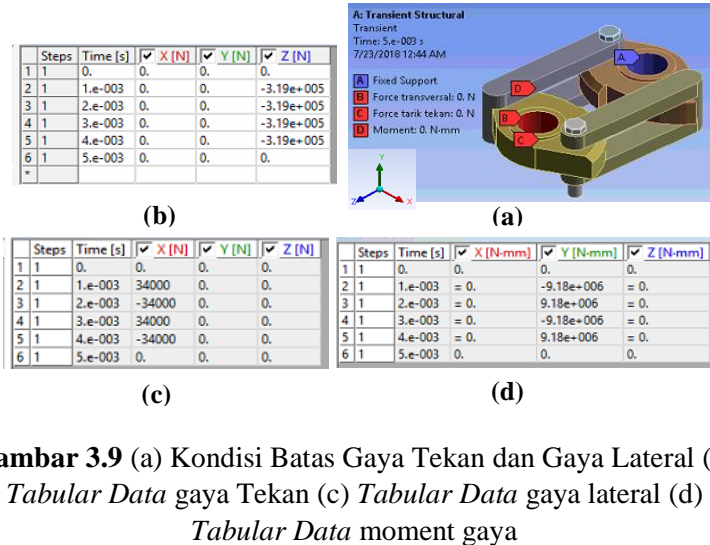
(a)

(b)

Gambar 3.8 (a) *Tabular Data* gaya tarik dan gaya tekan (b) Kondisi Batas gaya tarik dan gaya tekan

Pada kasus pembebanan yang pertama yaitu pemberian longitudinal arah z secara fluktuatif sebagai akibat proses pengereman dengan sudut 0° . Sehingga diberikan gaya tarik arah z dan gaya tekan arah -z dengan pengaturan *time step* pada tabular data. Pengaturan *time step* digunakan untuk mengatur gaya tekan dan tarik pada waktu yang telah ditentukan. Pada penelitian ini digunakan total waktu 0,005s. Pada kasus pembebanan ini mewakili kondisi saat *coupler* menerima gaya tarik saat LRT akan melaju dari kondisi diam dan gaya tekan dengan sudut kemiringan *coupler* 0° saat terjadi pengereman sehingga tidak ada gaya arah lateral. Kondisi batas dan pengaturan gaya tekan dan

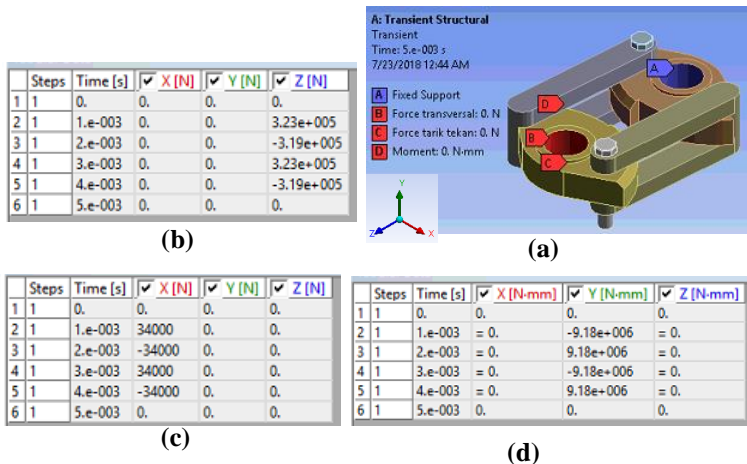
gaya tekan yang di masukkan pada *tabular* data di tunjukkan pada gambar 3.8.



Gambar 3.9 (a) Kondisi Batas Gaya Tekan dan Gaya Lateral (b) *Tabular Data* gaya Tekan (c) *Tabular Data* gaya lateral (d) *Tabular Data* moment gaya

Pada kasus pembebanan yang kedua yaitu pemberian gaya tekan dan gaya lateral secara fluktuatif sebagai akibat proses pengereman dengan sudut 6° . Sehingga diberikan gaya lateral arah x dan $-x$ dan gaya tekan arah z dengan pengaturan *time step* pada *tabular data*. Pengaturan *time step* digunakan untuk mengatur gaya transversal pada waktu yang telah ditentukan. Pada penelitian ini digunakan total waktu 0,005s. Pada kasus pembebanan ini mewakili kondisi pengereman sehingga terjadi gaya tekan yang menyebabkan *coupler* bergerak 6° lalu menyebabkan gaya lateral arah x. Momen gaya yang muncul terjadi karena pemindahan gaya dari bagian *coupler* yang tersambung dengan *carbody* ke bagian *coupler* yang saling bertaut. Kondisi batas dan pengaturan gaya latetal yang di masukkan pada *tabular data* di tunjukkan pada gambar 3.9.

Pada kasus pembebanan yang ketiga yaitu pemberian gaya longitudinal dan lateral secara fluktuatif sebagai akibat dari gaya tarik awal saat akan menjalankan kereta dan gaya pengereman. Sehingga diberikan gaya longitudinal arah z dan $-z$ juga gaya lateral arah x dan $-x$ dengan pengaturan *time step* pada tabular data. Pengaturan *time step* digunakan untuk mengatur gaya longitudinal dan lateral pada waktu yang telah ditentukan. Pada penelitian ini digunakan total waktu 0,005s. . Pada kasus pembebanan ini mewakili kondisi LRT saat akan melaju kemudian melakukan pengereman sehingga terjadi gaya tekan yang menyebabkan *coupler* bergerak 6° lalu menyebabkan gaya lateral arah x. Momen gaya yang muncul terjadi karena pemindahan gaya dari bagian *coupler* yang tersambung dengan *carbody* ke bagian *coupler* yang saling bertaut. Kondisi batas dan pengaturan gaya lateral dan longitudinal yang di masukkan pada *tabular* data di tunjukkan pada gambar 3.10.



Gambar 3.10 (a) Kondisi Batas Gaya Longitudinal dan Gaya Lateral (b) *Tabular Data* gaya longitudinal (c) *Tabular Data* gaya lateral (d) *Tabular Data* moment gaya

Kondisi Batas pada penelitian ini sesuai dengan penelitian oleh Tainwei, dkk., Ziqiang, dkk., dan Weihua, dkk. Perhitungan dalam penelitian dibagi 2 yaitu kondisi exceptional Load atau kondisi penumpang digunakan untuk analisis transient sedangkan normal load atau kondisi penumpang normal digunakan untuk analisis statis. Berikut merupakan perhitungan gaya untuk kondisi batas dan data perhitungan ditunjukkan dalam tabel 3.2.

Tabel 3.2 Data Perhitungan Kondisi Batas

Exceptional Load				Normal Load		
	Motor car	Main Car	Trailer car	Motor car	Main Car	Trailer car
Berat penumpang (Kg)	57,7			57,7		
Jumlah penumpang (orang)	206	224	224	116	127	127
Berat Carbody (kg)	28000			28000		
Koefisien dinamis	1,3			1,3		
Pembebanan (kg)	51852,06	53202,24	53202,24	45101,16	45926,27	45926,27
Gravitasi bumi (m/s ²)	9,81			9,81		
Rolling Resistance (8 roda)	9271,34	9512,76	9512,76	8064,25	8211,78	8211,78

- Analisis Pembebanan Vertikal Carbody

Pembebanan vertikal sesuai dengan spesifikasi teknis LRT di rumuskan pada persamaan 2-9 dengan *free body diagram* ditunjukkan pada gambar 2.9. Sehingga menghasilkan perhitungan pembebanan vertikal pada *carbody* sebagai berikut:

- a. Pembebanan pada *motor car* dan *motor* dengan kabin masinis pada kondisi penuh

$$\begin{aligned} P_v &= 1.3 (28.000\text{kg} + (206\text{orang} \times 57,7\text{kg})) \\ &= 1.3 (28.000\text{kg} + 11.886,2\text{kg}) \\ &= 51.852,06 \text{ kg} \end{aligned}$$

- b. Pembebanan pada *trailer car* pada kondisi penuh

$$\begin{aligned} P_v &= 1.3 (28.000\text{kg} + (224\text{orang} \times 57,7\text{kg})) \\ &= 1.3 (28.000\text{kg} + 12.924,8\text{kg}) \\ &= 53.202,24 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Analisis *Rolling Resistance*

Analisis *rolling resistance* sesuai dengan spesifikasi teknis LRT di rumuskan pada persamaan 2-10. *Rolling resistance* pada kereta api merupakan hambatan yang terjadi antara roda kereta dengan permukaan rel. Perhitungan *rolling resistance* pada *motor car* dan *trailer car* LRT sebagai berikut:

- a. *Rolling Resistance* pada *motor car* dan *motor* dengan kabin masinis pada kondisi penuh

$$\begin{aligned} R_r &= \left(0,6 + \frac{13}{12} + (0,0085 \times 70) \right) \times 51.852,06 \\ R_{r_{motor\ car}} &= 1.008 \text{ N} \end{aligned}$$

- b. *Rolling Resistance* pada *trailer car* pada kondisi penuh

$$\begin{aligned} R_r &= \left(0,6 + \frac{13}{12} + (0,0085 \times 70) \right) \times 53.202,24 \\ R_{r_{trailecar}} &= 1.027 \text{ N} \end{aligned}$$

- Analisis Gaya Longitudinal

Kondisi gaya longitudinal merupakan gaya saat kereta akan melaju dan gaya saat pengereman. Perhitungan gaya didapatkan dari hukum newton ketiga. Uraian perhitungan gaya longitudinal adalah sebagai berikut:

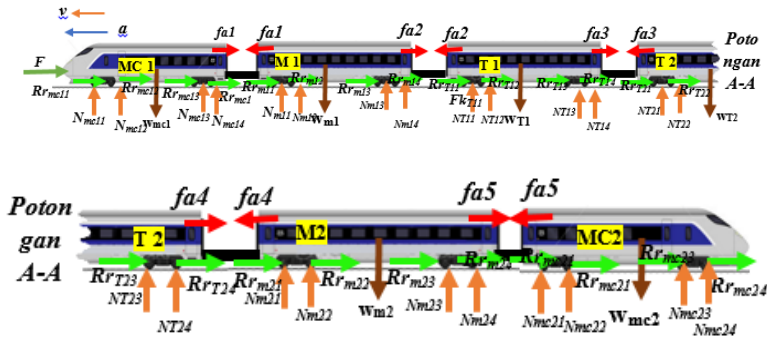
Sehingga hasil dari perhitungan analisis gaya ditunjukkan pada gambar 3.4.

Tabel 3.3 Hasil Perhitungan gaya pada *coupler* akibat gaya tarik

Gaya	Exceptional Load	Normal Load
	Besar gaya (N)	Besar gaya (N)
F	373106,7582	9271,334995
fa1	311983,3632	9512,75204
fa2	249268,3711	9512,75204
fa3	186553,3791	8064,249772
fa4	123838,387	8211,782411
fa5	61123,395	8211,782411

Pada penelitian ini akan digunakan perhitungan gaya F sebagai gaya yang akan dimasukkan dalam *boundary condition* pada simulasi ansys ini. Penggunaan gaya F sebagai perhitungan karena gaya *coupler* pada F merupakan gaya *coupler* yang paling besar.

- b) Gaya yang terjadi pada *coupler* karena beban *carbody* LRT dan gaya tekan



Gambar 3.12 Gaya yang terjadi pada coupler karena gaya berat dan gaya tekan pada *carbody*

Gaya Tarik pada LRT:

$$-F + (2x(8xRr_{motorcar1}) + (4x(8xRr_{motorcar1})) = m_{total} \cdot a$$

$$F = -(m_{total} \cdot a) + Rr_{total}$$

$$F = -\left((316.513,08 \text{ kg}) \cdot \left(1,34 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)\right) + 24.488 \text{ N}$$

$$F = 367.533,85 \text{ N}$$

Gaya yang terjadi pada coupler:

$$-F + Rr_{motorcar} - f_{a1} = m_{motorcar} \cdot a$$

$$f_{a1} = -(m_{motorcar} \cdot a) + Rr_{motorcar} - F$$

$$f_{a1} = -\left((51852,06 \text{ kg}) \cdot \left(1,34 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)\right) + 9512,76 \text{ N} - 367.533,85 \text{ N}$$

$$f_{a1} = 307.323,42 \text{ N}$$

Tabel 3.4 Hasil Perhitungan gaya pada *coupler* akibat gaya tekan

Gaya	Exceptional Load	Normal Load
	Besar gaya (N)	Besar gaya (N)
F	367533,849	318060,2868
fa1	-307323,4236	-265688,9822
fa2	-245545,1741	-212359,5628
fa3	-183766,9245	-159030,1434
fa4	-121988,675	-105700,724
fa5	-60210,4254	-52371,30463

Pada penelitian ini akan digunakan perhitungan gaya F sebagai gaya yang akan dimasukkan dalam *boundary condition* pada simulasi ansys ini. Penggunaan gaya F sebagai perhitungan karena gaya *coupler* pada F merupakan gaya *coupler* yang paling besar.

- Analisis Gaya Longitudinal

Gaya lateral merupakan gaya yang timbul akibat gaya pengereman atau gaya tekan. Perhitungan gaya lateral digunakan persamaan 2-12. *Free Body Diagram* gaya lateral pada *coupler* pada gambar 2-10.

$$F_c = \frac{T_1 h_1}{h_3}$$

$$F_c = \frac{367533,849 \text{ N} \times 80 \text{ mm}}{760 \text{ mm}}$$

$$F_c = 33.578,95 \text{ N}$$

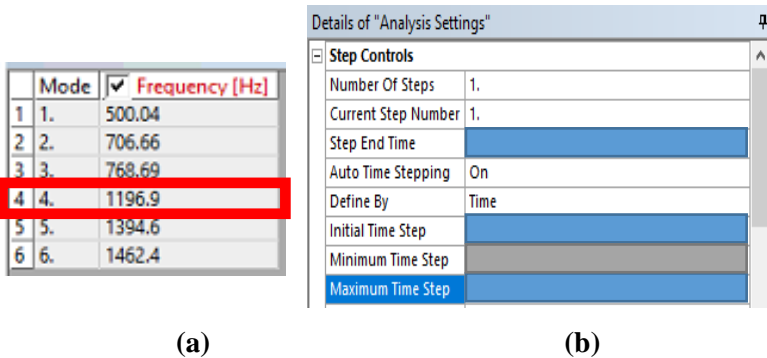
Penggunaan kondisi ini sesuai dengan sesuai dengan penelitian Wang, dkk dan penelitian oleh Steed, dkk., namun ada kedua penelitian menggunakan jenis *coupler knuckle*.

3.5 Tipe Analisis

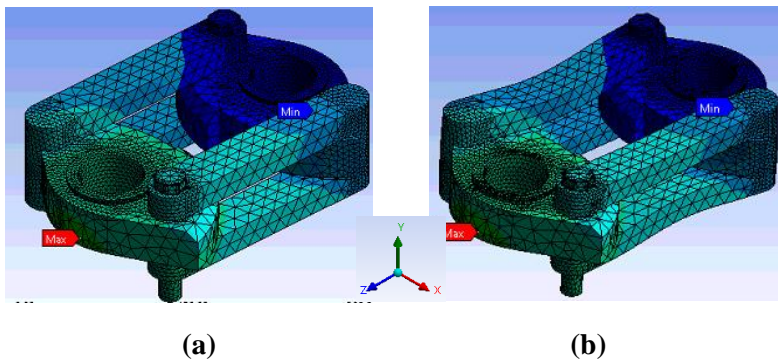
Hal-hal yang akan di analisa pada simulasi ini adalah sebagai berikut:

- a) *Equivalent Stress (von-mises)* yang terjadi pada *coupler* digunakan untuk mengetahui kekuatan *coupler* dalam menahan beban dengan membandingkan tegangan maksimal yang terjadi dengan UTS.
- b) *Safety Factor* atau faktor keamanan pada *coupler* digunakan untuk mengetahui keamanan dari *coupler* dalam menerima tegangan maksimal.
- c) *Life cycles* atau umur dari *coupler* digunakan untuk mengetahui umur dari *coupler* dalam menerima tegangan fatik.

Pada proses analisa *static structural* yang dilanjutkan dengan analisa modal, dihasilkan mode dan frekuensi natural dari *mechanical coupler head*. Frekuensi natural dari hasil analisa digunakan untuk menentukan *analysis settings* yaitu *step end time*, *initial time step* *minimum time step* dan *maximum time step* yang digunakan untuk analisa *transient structural*. Mode dan frekuensi natural yang digunakan pada mode 4, dikarenakan sesuai dengan arah gaya yang dimasukkan pada kondisi batas. Modal Analisis dilakukan dengan mempertimbangkan gaya eksitasinya sehingga ini merupakan frekuensi yang mewakili pembebanan. Mode dan frekuensi natural dari *mechanical head coupler* dan pengaturan *analysis setting* pada simulasi *transient structural* ditunjukkan pada gambar 3.15.



Gambar 3.13 (a) Mode dan Frekuensi Analisis Modal (b) *Analysis settings* pada transient struktural



Gambar 3.14 (a) Kondisi *coupler* pada mode 4 sebelum terdeformasi (b) Kondisi *coupler* pada mode 4 setelah terdeformasi

Solution Control yang dihasilkan pada analisa *transient* yaitu *equivalent stress Von Mises*, *safety factor* dan *life cycles*. Pada hasil analisa *equivalent stress Von Mises* akan dihasilkan nilai tegangan maksimum yang kemudian hasilnya akan dibandingkan dengan *ultimate tensile strength* sehingga keamanan desain *coupler* dapat diketahui. Kemudian pada analisa *life cycles* akan

diketahui siklus hidup dari *coupler* dalam menerima pembebanan akibat beban *fatigue*. Hasil dari siklus hidup ini dikonversikan menjadi jam sehingga bisa diketahui umur hidup dari *coupler*. Hasil simulasi di software *Ansys Workbench 18.0* kemudian akan dbandingkan dengan standar *British EN 12663-1* tahun 2010 tentang desain struktur kereta api.

BAB IV

HASIL DAN ANALISIS

4.1 Hasil Simulasi Statis

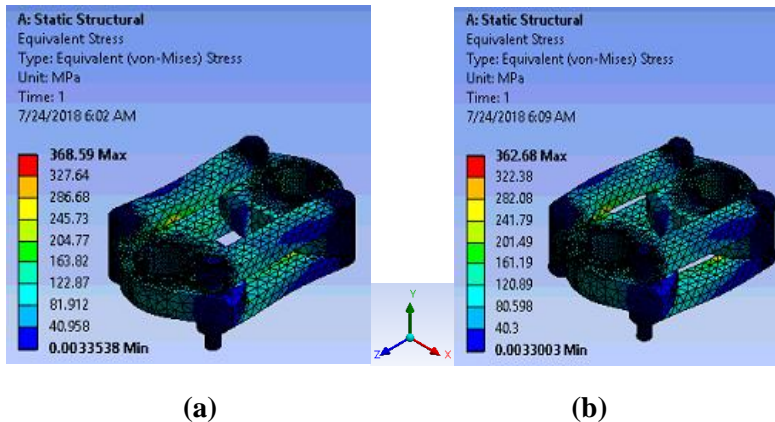
Simulasi statis dilakukan untuk menguji kekuatan *mechanical coupler head* terhadap beban statis melalui bantuan software. Untuk melakukan simulasi ini diperlukan model 3 dimensi solid dari *mechanical coupler head* hasil dari langkah pemodelan pada software CAD. Model *mechanical coupler head* di berikan tumpuan pada salah satu ujung dan gaya tarik dan tekan pada ujung lainnya. Bagian tumpuan di ujung *coupler* seolah-olah diam dan menahan beban yang diberikan. Setelah itu dilakukan proses meshing yang bertujuan untuk membagi area permukaan model menjadi beberapa bagian. Proses meshing ini menggunakan ukuran fungsi *proximity and curvacture*, metode *hex dominant*, *body sizing* dengan pengeturan ukuran elemen sebesar 15 mm, dan *refinement 2* pada daerah model yang saling berkontak.

Pada simulasi statis digunakan *boundary condition* dengan memberikan *fix support* pada ujung *coupler* dan pemberian gaya pada ujung yang satunya. Gaya yang diberikan pada simulasi statis ini ada dua yaitu gaya tarik sebesar 374.000 N dan gaya tekan 368.000 N. Gaya tarik mewakili gaya saat kereta melaju dari posisi diam dan gaya tekan mewakili gaya saat melaju ke posisi diam. Setelah semua *boundary condition* ditentukan, solusi yang didapatkan dalam hal ini adalah tegangan tarik dan juga tegangan tekan. Proses selanjutnya adalah menjalankan software untuk mendapatkan nilai dari tegangan tarik dan juga tegangan tekan.

4.1.1 Tegangan Equivalent von mises

Equivalent Stress (von mises) adalah nilai yang digunakan untuk menentukan material akan terdeformasi atau patah. Jika tegangan *von mises* dari hasil simulasi lebih besar atau sama dengan batas *yield* material tersebut maka dapat dikatakan bahwa material akan terdeformasi, begitu pula sebaliknya. Jika tegangan *von mises* dari hasil simulasi lebih

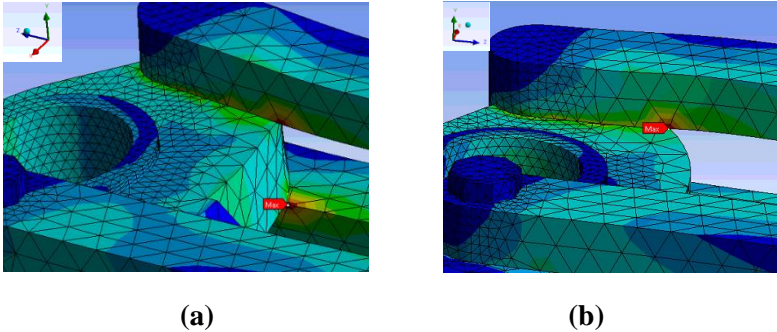
besar dari UTS maka benda tersebut akan patah. Pada penelitian ini digunakan material ASTM A633 *grade E* dengan nilai *yield* sebesar 687 Mpa dan *Ultimate Tensile Strength* sebesar 823 Mpa. Hasil simulasi statis karena pengaruh gaya tarik dan tekan ditunjukkan pada gambar 4.1.



Gambar 4.1 (a) Tegangan Tarik Simulasi Statis (b) Tegangan Tekan Simulasi Statis

Gambar 4.1a menunjukkan hasil simulasi statis dengan gaya tarik yang diberikan sebesar 374 kN. Dari hasil simulasi didapatkan tegangan tarik maksimum adalah sebesar 368,59 Mpa. Sedangkan gambar 4.1b menunjukkan hasil simulasi statis dengan gaya tekan yang diberikan sebesar 368 kN. Tegangan tekan maksimum dari hasil simulasi adalah sebesar 362,68 Mpa. Letak tegangan maksimum pada *connector coupler* yang berkontak dengan piringan *coupler*. Pemusatan tegangan terjadi dikarenakan bagian tersebut merupakan bagian yang menerima gaya reaksi karena pemberian gaya pada bagian piringan *coupler*. Gaya reaksi ini terdistribusi pada kedua *connector coupler* sehingga terjadi pemusatan tegangan pada bagian tersebut. Bagian *connecor* merupakan bagian penting yang digunakan untuk menyambungkan

kedua *coupler*. Letak tegangan maksimum pada simulasi statis ditunjukkan pada gambar 4.2.



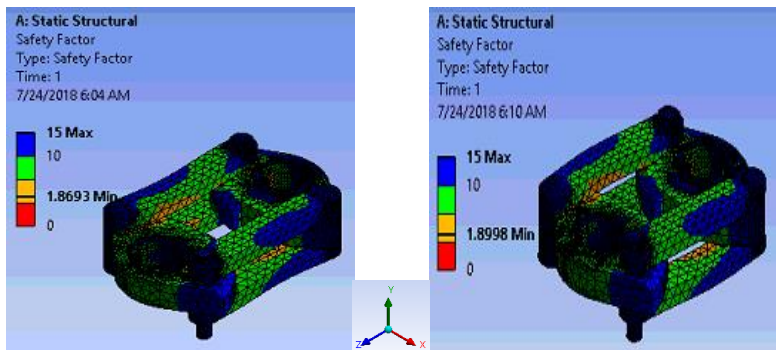
Gambar 4.2 (a) Letak Tegangan Tarik Simulasi Statis (b) Letak Tegangan Tekan Simulasi Statis

Dari hasil simulasi statis, nilai tegangan tarik maksimal yang terjadi adalah 368,59 Mpa dan nilai tegangan tekan maksimal yang terjadi adalah 362,68 Mpa. Sedangkan pada material ASTM grade E memiliki kekuatan *yield* sebesar 687 Mpa dan *Ultimate Tensile Strength* (UTS) sebesar 823 Mpa. Dari nilai *properties* material tersebut dibandingkan dengan tegangan hasil simulasi masih di bawah *yield*, sehingga dari hasil ini menunjukkan bahwa *coupler* masih aman dan tidak mengalami deformasi ataupun patah saat menerima gaya tarik dan tekan.

Jika diperhatikan nilai tegangan gaya tarik dan gaya tekan berbeda. Nilai tegangan yang paling besar terjadi pada tegangan tarik. Perbedaan besar tegangan antara tegangan tarik dan tegangan tekan dikarenakan tegangan tarik menerima gaya lebih besar yang dengan nilai percepatan sebesar 1 m/s^2 yang lebih besar di bandingkan nilai perlambatan saat terjadi gaya tekan yaitu sebesar $1,34 \text{ m/s}^2$.

4.1.2 Faktor Keamanan

Faktor keamanan adalah faktor yang digunakan untuk mengevaluasi keamanan suatu struktur, dimana kekuatan suatu bahan harus melebihi kekuatan sebenarnya. Penggunaan faktor keamanan paling banyak terjadi apabila kita membandingkan tegangan yang terjadi dengan kekuatan materialnya untuk menaksir angka keamanannya. Perumusan faktor keamanan ditunjukkan pada persamaan 2-13. Menurut Joseph P. Vidosic memberikan angka keamanan yang sesuai berdasarkan tegangan luluh material dengan rentang $N = 1,0 - 2,0$: untuk beban yang sesuai dengan penggunaan pada kondisi terkontrol dan beban tegangan yang bekerja dapat ditentukan dengan pasti juga pada kondisi lingkungan beban $N = 2,0 - 3,0$: untuk beban yang beroperasi pada lingkungan biasa dan beban serta tegangannya dapat ditentukan juga di bawah kondisi lingkungan beban dan tegangan rata-rata. Untuk beban statis rentang faktor keamanan $N = 1,0 - 2,0$. Hasil simulasi statis untuk mencari faktor keamanan ditunjukkan pada gambar 4.3.



(a)

(b)

Gambar 4.3 (a) Faktor Keamanan Terhadap Tegangan Tarik Simulasi Statis (b) Faktor Keamanan Terhadap Tegangan Tekan Simulasi Statis

Gambar 4.3a menunjukkan faktor keamanan hasil simulasi statis terhadap tegangan tarik 368,59 MPa. Dari hasil simulasi terhadap tegangan tarik di dapatkan faktor keamanan $N=1,87$. Sedangkan pada gambar 4.3b menunjukkan faktor keamanan hasil simulasi statis terhadap tegangan tekan 362,68 Mpa. Dari simulasi terhadap tegangan tekan di dapatkan faktor keamanan $N=1,89$.

Dari hasil simulasi statis, nilai faktor keamanan terhadap tegangan tarik 368,59 Mpa yaitu $N=1,87$ dan faktor keamanan terhadap tegangan tekan 362,68 Mpa yaitu $N=1,89$. Nilai *yield* material pada simulasi ini adalah 687 Mpa. Persamaan 2-13 digunakan dengan membagi nilai *yield* dengan tegangan maksimal sehingga dihasilkan faktor keamanan. Hasil faktor keamanan simulasi dan dengan rumus hasilnya sama. Nilai faktor keamanan di antara rentang aman untuk simulasi statis karena masih dalam rentang $N = 1,0 - 2,0$. Sehingga dapat disimpulkan hasil ini sudah benar dan sesuai dengan teori.

Jika diperhatikan faktor keamanan gaya tarik dan gaya tekan berbeda. Nilai faktor keamanan terbesar ada pada gaya tekan. Perbedaan faktor keamanan disebabkan oleh perbedaan besar tegangan antara tegangan tarik dan tegangan tekan dikarenakan tegangan tarik menerima gaya lebih besar yang disebabkan gaya tarik lebih besar yang dengan nilai percepatan sebesar 1 m/s^2 yang lebih besar di bandingkan nilai perlambatan saat terjadi gaya tekan yaitu sebesar $1,34 \text{ m/s}^2$.

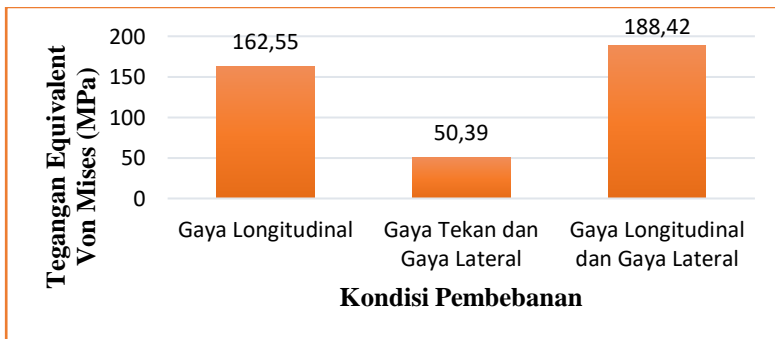
4.2 Hasil Simulasi Transient

Simulasi transient dilakukan untuk mengetahui kekuatan *mechanical coupler head* terhadap beban transien. Pada simulasi ini digunakan model yang sama seperti yang digunakan pada simulasi statis. Kondisi pembebanan yang dilakukan pada simulasi transien ini ada 3. Kondisi pembebanan yang pertama adalah pemberian gaya longitudinal pada arah z dan $-z$ sebagai akibat Bergeraknya kereta dari posisi diam dan efek pengereman kereta dengan kemiringan antara *coupler* 0° . Kondisi Pembebanan kedua

adalah pemberian gaya tekan arah z dan gaya lateral arah x dan -x sebagai akibat dari gaya pengereman hingga kereta diam dengan kemiringan antaran coupler 6°. Kondisi ketiga pembebanan ketiga adalah pemberian gaya arah longitudinal arah z dan -z juga pemberian gaya lateral arah x dan -x. Perbedaan antara simulasi transien dan statis antara lain yaitu adanya fungsi waktu pada simulasi transien, sehingga software ansys otomatis menyusun fluktuatif gaya dari kondisi batas. Pada sub bab ini akan dibahas hasil dari simulasi transien yang dilakukan pada *mechanical coupler head*.

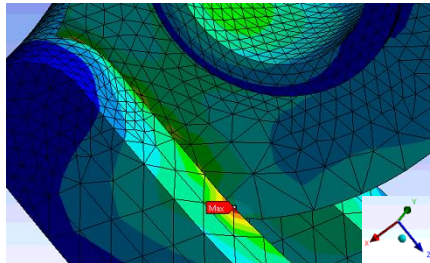
4.2.1 Tegangan *Equivalent Von mises*

Setelah dilakukan simulasi terhadap semua kondisi pembebanan, semesta hasil tegangan dari ketiga kondisi dibandingkan. Tegangan maksimum bisa menyebabkan *coupler* mengalami kegagalan. Jika tegangan *von mises* dari hasil simulasi lebih besar dari UTS maka benda tersebut akan patah. Pada penelitian ini digunakan material ASTM A633 *grade E* dengan nilai *yield* sebesar 687 Mpa dan *Ultimate Tensile Strength* sebesar 823 Mpa. Hasil tegangan *equivalent von mises* simulasi dinamis ditunjukkan pada gambar 4.4.



Gambar 4.4 Grafik Tegangan maksimal *Equivalent von mises* Simulasi Dinamis

Gambar 4.4 menunjukkan tegangan maksimal *equivalent von mises* simulasi dinamis. Dari hasil simulasi didapatkan tegangan maksimum pada kondisi pembebanan pertama adalah sebesar 162,55 Mpa. Tegangan maksimum pada kondisi pembebanan kedua adalah sebesar 50,39 Mpa. Sedangkan hasil simulasi kondisi pembebanan ketiga didapatkan tegangan maksimum adalah sebesar 188,42 Mpa. Jika diperhatikan tegangan maksimal yang paling besar terjadi pada kondisi pembebanan ketiga yaitu pemberian gaya lateral dan longitudinal sebagai akibat dari awal melajunya kereta dari posisi diam dan pengereman kereta ke posisi diam dengan kemiringan coupler 6°. Letak tegangan maksimum pada *connector coupler* yang berkontak dengan piringan *coupler*. Pemusatan tegangan terjadi dikarenakan bagian tersebut merupakan bagian yang menerima gaya reaksi karena pemberian gaya pada bagian piringan *coupler*. Gaya reaksi ini terdistribusi pada kedua *connector coupler* sehingga terjadi pemusatan tegangan pada bagian tersebut. Bagian *connector* merupakan bagian penting yang digunakan untuk menyambungkan kedua *coupler*. Posisi tegangan maksimal ditunjukkan pada gambar 4.5.



Gambar 4.5 Tegangan maksimal *Equivalent von mises* Simulasi Dinamis

Untuk mengetahui keamanan tegangan hasil simulasi, nilai tegangan maksimal simulasi transien dibandingkan dengan nilai

kekuatan *yield* dan UTS material. ASTM *grade E* adalah material yang digunakan pada *coupler*. Material tersebut memiliki kekuatan *yield* sebesar 687 Mpa dan *Ultimate Tensile Strength* (UTS) sebesar 823 Mpa. Setelah dibandingkan, dari ketiga hasil simulasi transien di dapatkan tegangan maksimal di bawah kekuatan *yield* dan UTS material sehingga dari hasil ini menunjukkan bahwa *coupler* masih aman dan tidak mengalami deformasi ataupun patah saat menerima semua kondisi pembebanan yang diberikan.

4.2.2 Faktor Keamanan

Faktor yang digunakan untuk mengevaluasi keamanan suatu struktur adalah faktor keamanan. Faktor keamanan digunakan apabila kita membandingkan tegangan yang terjadi dengan kekuatan materialnya untuk menaksir angka keamanannya. Angka keamanan yang sesuai berdasarkan tegangan luluh material dengan rentang $N = 1,0 - 2,0$: untuk beban yang sesuai dengan penggunaan pada kondisi terkontrol dan beban tegangan yang bekerja dapat ditentukan dengan pasti juga pada kondisi lingkungan beban $N = 2,0 - 3,0$: untuk beban yang beroperasi pada lingkungan biasa dan beban serta tegangannya dapat ditentukan juga di bawah kondisi lingkungan beban dan tegangan rata-rata. Untuk beban dinamis rentang faktor keamanan $N = 2,0 - 3,0$. Faktor keamanan hasil simulasi dinamis ditunjukkan pada tabel 4.1.

Tabel 4.1 Faktor Keamanan Simulasi Dinamis

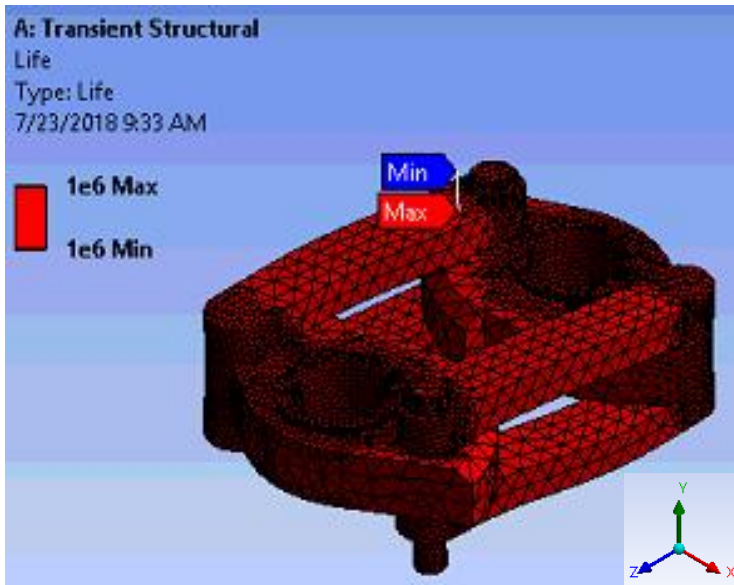
Simulasi Dinamis	
Kondisi Pembebanan	Faktor Keamanan
Gaya Longitudinal	4,24
Gaya Tekan dan Gaya Lateral	13,63
Gaya Longitudinal dan Gaya Lateral	3,65

Tabel 4.1 menunjukkan faktor keamanan hasil simulasi dinamis oleh tegangan maksimal terhadap UTS material. Dari hasil simulasi pada kondisi pembebanan pertama di dapatkan faktor keamanan $N=4,24$, kondisi pembebanan kedua didapatkan faktor keamanan $N=13,63$, dan kondisi pembebanan ketiga didapatkan faktor keamanan $N=3,65$. Letak faktor keamanan karena tegangan maksimal berada di sambungan antara kedua *mechanical coupler head*. Hal ini menunjukkan kondisi paling kritis adalah pembebanan ketiga saat diberi gaya lateral dan longitudinal. Sedangkan kondisi pembebanan karena pengereman adalah kondisi paling aman.

Nilai *yield* material pada simulasi ini adalah 687 Mpa. Persamaan 2-13 digunakan dengan membagi nilai *yield* dengan tegangan maksimal sehingga dihasilkan faktor keamanan. Jika dibandingkan faktor keamanan hasil simulasi dan dengan faktor keamanan menggunakan rumus hasilnya sama. Hal ini membuktikan faktor keamanan hasil simulasi sudah benar. Nilai faktor keamanan dari ketiga simulasi melebihi rentang aman untuk simulasi dinamis yaitu rentang $N = 2,0 - 3,0$. Sehingga dapat disimpulkan hasil ini aman dan sudah benar sesuai dengan teori.

4.2.3 Siklus Hidup

Banyak benda yang bekerja dengan baik pada awal penggunaannya. Namun produk tersebut sering rusak karena kegagalan *fatigue* yang disebabkan oleh beban berulang. Analisis siklus hidup diperlukan untuk memperkirakan umur suatu produk dengan tegangan yang diterima produk tersebut. Metode yang digunakan dalam memperkirakan umur adalah *stress life*. *Stress Life* didasarkan pada kurva S-N dengan jumlah siklus tinggi yaitu melebihi 10^5 siklus. Siklus hidup hasil simulasi dinamis ditunjukkan pada gambar 4.6.



Gambar 4.6 *Life cycles mechanical coupler head* terhadap tegangan longitudinal Simulasi Dinamis

Gambar 4.6 Siklus umur *mechanical coupler head* terhadap tegangan longitudinal simulasi dinamis. Dari hasil simulasi di dapatkan jumlah siklus umur *coupler* adalah 1e6 siklus. Siklus hidup yang diamati dalam simulasi pembebanan ini hanya pada kondisi pembebanan ketiga, dikarenakan kondisi pembebanan ketiga merupakan kondisi pembebanan dengan tegangan maksimal paling besar. Rute LRT Jabodetabek ditunjukkan pada gambar 4.7.



Gambar 4.7 Rute LRT Jabodetabek

Di asumsikan LRT Jabodetabek menggunakan digunakan pada Line 2 dari Cawang sampai Bekasi Timur terdapat 10 stasiun dengan total jarak 41,5 km. Kecepatan LRT 70 km/jam dengan waktu berhenti tiap stasiun 5 menit maka cawang sampai bekasi timur ditempuh dalam waktu 1,5 jam. Jam operasional LRT 14 jam maka LRT Jabodetabek bolak-balik dari Cawang – Bekasi Timur sebanyak 9 kali dan gaya tarik & gaya tekan di asumsikan sebagai satu siklus maka 9 kali bolak balik dengan 10 stasiun maka *mechanical coupler head* ini pada pengoperasiannya diasumsikan terdapat 91 siklus/hari dengan asumsi 1 tahun 365 hari maka siklus per tahun adalah 33.215 siklus. Dari simulasi dengan $1e+006$ siklus sehingga bisa diketahui usia *coupler* adalah 30 tahun.

4.3 PERBANDINGAN HASIL SIMULASI

Kesesuaian jalannya simulasi perlu diperiksa dengan cara melakukan pemeriksaan simulasi tersebut. Hal ini dapat dilakukan dengan Verifikasi. Verifikasi dapat dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan hasil simulasi lainnya yang memiliki masalah fisik dan sistem Metode Elemen Hingga yang serupa. Dalam penelitian ini, verifikasi dilakukan dengan membandingkan hasil penelitian terdahulu dan standarisasi dengan hasil penelitian ini. Pada sub bab ini membandingkan hasil penelitian dengan penelitian terdahulu dan dengan standarisasi.

4.3.1 Perbandingan dengan Penelitian Terdahulu

Penelitian oleh Wang *et al* pada tahun 2013 dilakukan analisis kekuatan statis pada *New Forged Coupler Knuckle* menggunakan perangkat lunak *Catia V5*. Material yang digunakan dalam analisa ini adalah *E-grade steel*. Kemudian pada tahun 2015, Steed dan Kimpton melakukan penelitian mengenai analisa kekuatan statis dan *fatigue life*. Semua pemodelan dilakukan menggunakan software *Nastran* dan material yang digunakan dalam analisa ini adalah *B-Grade Steel*. Penelitian gerak dinamis *coupler* pernah dilakukan oleh Tainwei, dkk., Ziqiang, dkk., dan Weihua, dkk. Jenis *coupler* yang digunakan dalam ketiga penelitian ini adalah *couple knuckle*. Hasil yang diperoleh dari simulasi dinamis karena efek sudut pada *coupler* adalah sudut rotasi *coupler* 6° memiliki keselamatan lebih baik dari sudut bebas 8°. Dan dari gaya longitudinal pada *coupler* dapat menghasilkan gaya lateral pada *coupler*. Tabel perbandingan hasil simulasi penelitian dengan penelitian terdahulu ditunjukkan pada tabel 4.2 dan tabel 4.3.

Tabel 4.2 Perbandingan Hasil Simulasi Statis dengan Penelitian Terdahulu

Hasil Simulasi Statis				
	Kondisi Pembebanan	Besar Gaya (kN)	Equivalent Stress (Mpa)	Faktor Keamanan
	Gaya Tarik	374.000	368,59	1,87
	Gaya Tekan	368.000	362,68	1,89
Penelitian Terdahulu				
G. Wang <i>et al</i>	Kondisi Pembebanan	Besar Gaya (kN)	Equivalent Stress (Mpa)	Faktor Keamanan
	Gaya Tarik	1.500	547	1,08
	Gaya Tekan	1.222	667	0,88
J. Steed <i>et al</i>	Gaya 1	2.000	915	-

Tabel 4.3 Perbandingan Hasil Simulasi Dinamis dengan Penelitian Terdahulu

Hasil Simulasi Dinamis			
Kondisi Pembebanan	Equivalent Stress (Mpa)	Faktor Keamanan	Siklus Hidup
Gaya Longitudinal	162,55	4,24	
Gaya Tekan dan Gaya Lateral	50,39	13,63	
Gaya Longitudinal dan Gaya Lateral	188,42	3,65	1.e+006
Penelitian Terdahulu			

Peneliti	Gaya Tekan (kN)	Gaya Lateral (kN)	Siklus Hidup
Tianwei <i>et al</i>	3.000	93	-
Weihua <i>et al</i>	2.000	915	-
Ziqiang <i>et al</i>	2.500	120	-
J. Steed <i>et al</i>	2.000	-	4,80E+05

Penelitian terdahulu jika dibandingkan penelitian ini terdapat perbedaan yaitu perangkat lunak dan jenis *coupler* yang digunakan. Penelitian ini menggunakan perangkat lunak *Ansys Workbench 18.0* dan jenis *coupler* yang digunakan adalah *sharfenberg coupler*. Selain itu terdapat perbedaan material yang digunakan dengan penelitian Steed *et al* dimana pada penelitian tersebut digunakan material *grade B steel*.

Dari hasil simulasi statis dan dinamis terdapat perbedaan. Perbedaan ini disebabkan perbedaan besar gaya tarik dan tekan yang di gunakan. Jenis kereta yang digunakan pada penelitian terdahulu adalah kereta penumpang biasa bukan LRT sehingga terdapat perbedaan kondisi pembebanan. Selain itu terdapat perbedaan berat penumpang dan jumlah penumpang dalam *carbody* sehingga menyebabkan perbedaan ini.

4.3.2 Perbandingan dengan Standar EN 12663-1 Tahun 2010

Persyaratan kekuatan statis dan stabilitas struktural harus ditunjukkan dengan perhitungan dan pengujian, bahwa tidak ada deformasi permanen secara keseluruhan. Pengujian tidak dimungkinkan sehingga dilakukan verifikasi. Persyaratan ini ditunjukkan dengan membandingkan tegangan yang dihitung dengan tegangan yang diizinkan harus menghasilkan nilai kurang dari atau sama dengan 1. Persyaratan harus di capai dengan hasil

uji kekuatan yang tidak melewati batas kekuatan UTS. Biasanya $S_2 = 1,5$, namun nilai $S_2 = 1,3$ dapat dipakai dengan kasus pembebanan diverifikasi dengan uji perhitungan yang telah berhasil dilakukan. Kriteria kegagalan utama tidak berlaku untuk bagian struktur yang dirancang khusus untuk rusak secara terkendali (misalnya seperti pada uji tabrakan kendaraan). Hal ini diperlukan untuk memberikan angka keamanan antara beban desain di mana struktur akan gagal. Digunakan persamaan 2-20 untuk menghitung utilisasi ini.

Hasil Simulasi statis dan dinamis kemudian dimasukkan ke rumus 4.1 untuk dihitung nilai utilisasi. Jika nilai utilisasi di bawah atau sama dengan 1 maka dapat dinyatakan aman. Tabel hasil simulasi dan hasil perhitungan utilisasi ditunjukkan pada tabel 4.4.

Tabel 4.4 Perbandingan Hasil Simulasi dengan Standar

Hasil Simulasi Statis			Perbandingan dengan Standar	
Kondisi Pembebanan	Equivalent Stress (Mpa)	Faktor Keamanan	Utilisasi	Keterangan
Gaya Tarik	368,59	1,87	0,8	Aman
Gaya Tekan	362,68	1,89	0,79	Aman
Hasil Simulasi Dinamis			Perbandingan dengan Standar	
Kondisi Pembebanan	Equivalent Stress (Mpa)	Faktor Keamanan	Utilisasi	Keterangan
Gaya Longitudinal	162,55	4,24	0,35	Aman
Gaya Tekan dan Gaya Lateral	50,39	13,63	0,11	Aman

Gaya Longitudinal dan Gaya Lateral	188,42	3,65	0,41	Aman
--	--------	------	------	------

Dari hasil perhitungan utilisasi dengan standar didapatkan hasil simulasi statis dan dinamis kurang dari 1 sehingga dapat disimpulkan hasil simulasi aman. Nilai utilisasi terbesar terdapat pada gaya tekan, hal ini menyatakan kondisi paling kritis ada pada gaya tekan simulasi statis.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil simulasi dan pengolahan data dari penelitian ini dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

1. Dengan simulasi secara statis, Nilai tegangan ekuivalen *von mises* maksimum terdapat pada saat pemberian gaya tekan pada *coupler* sebesar 368,59 MPa yang terdapat pada sambungan *coupler* dengan peredam getaran dengan persentase terhadap *ultimate tensile strength* (823 MPa) sebesar 44,79% dapat dinyatakan aman karena nilai tegangan hasil simulasi di bawah nilai *ultimate tensile strength*. Dengan simulasi secara statis, Nilai faktor keamanan terkecil terdapat pada pemberian gaya tekan yaitu sebesar $N=1,87$ yang mana nilai faktor keamanan masih berada dalam rentang atau lebih dari rentang faktor keamanan beban statis yaitu $N=1,0-2,0$ sehingga dapat dinyatakan aman.
2. Dengan simulasi secara transien, Nilai tegangan ekuivalen *von mises* maksimum terdapat pada saat pemberian gaya longitudinal dan lateral dengan sudut kemiringan *coupler* 6° yaitu sebesar 188,42 MPa yang terdapat pada sambungan *coupler* dengan peredam getaran dengan persentase terhadap *ultimate tensile strength* (823 MPa) sebesar 22,89% dapat dinyatakan aman karena nilai tegangan hasil simulasi di bawah nilai *ultimate tensile strength*. Dengan simulasi secara transien, Nilai faktor keamanan terkecil terdapat pada saat pemberian gaya longitudinal dan lateral dengan sudut kemiringan *coupler* 6° yaitu sebesar $N=3,65$ yang mana nilai faktor keamanan melebihi berada dalam rentang faktor keamanan beban dinamis yaitu $N=2,0-3,0$ sehingga dapat dinyatakan aman. Umur hidup *coupler* jika diperkirakan sekitar $1e6$ siklus.

5.2 Saran

Dari penelitian ini, ada beberapa saran yang dapat disampaikan guna pengembangan pada penelitian selanjutnya, antara lain :

1. Untuk penelitian selanjutnya bisa digunakan analisa getaran, deformasi, dan stabilitas dengan variasi sudut coupler dan variasi lintasan pada *coupler*.
2. Untuk penelitian selanjutnya bisa digunakan analisa redaman *shock absorber coupler*.
3. Untuk penelitian selanjutnya bisa dilakukan eksperimen pengujian dengan prototipe.

DAFTAR PUSTAKA

- Budynas, R. G. & Nisbett, J. K., 2011. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 9th ed. New York: McGraw-Hill.
- Deutchman, A. D., Michels, W. J. & Wilson, C. E., 1975. *Machine Design Theory and Practice*. 1st ed. New York: Macmillan Publishing Co., Inc.
- Hibbeler, R., 2011. *Mechanics of Material*. 8th ed. New Jersey: Pearson Prentice-Hall.
- Hysten, B. & T. Pharoah, 2002. *Making Tracks-Light Rail in England and France*. 1st ed. Swedia: Swedish National Road and Transport Research Institute.
- Inc, A., 2009. *Ansys training manual mechanical dynamics*, UK: Ansys Inc.
- Inc, A., 2012. *Ansys Static Structural theory guide*, UK: Ansys Inc.
- Inch, 2014. *Inch*. <URLt: <http://inchbyinch.de>>.
- Juvinnal, R. C., 1967. *Engineering Consideration of Stress, Strain, and Strength*. 1st ed. New York: McGraw-Hill Book Company.
- Maa, W., Luo, S. & Song, R., 2012. Coupler dynamic performance analysis of heavy. *Vehicle System Dynamics*, Volume L, p. 1435–1452.
- Maghfiroh, H., 2016. *Railway and Electrical*. <URL: <http://www.keretalistrik.com>>.
- Marines-Garcia, I., Galván-Montiel, D. & Bathias, C., 2008. Fatigue Life Assessment of High-Strength, Low-Alloy Steel At High Frequency. *The Arabian Journal*

- for Science and Engineering*, Volume 13, pp. 237-247.
- PPN/Bappenas, K., 2010. *Proyeksi Penduduk Indonesia 2010-2035*, Jakarta: Badan Pusat Statistik.
- Pujari, S. & Sharanabasappa, 2015. Design Optimization and Fatigue Analysis of Indian Railway Draft Gear. *IJSRD - International Journal for Scientific Research & Development*, Volume 3, pp. 2321-0613.
- Scharfenberg, V. T., 2014. *Connect and Protect: Coupler and front end systems*, German: GmbH&Co. KG.
- Shankar, V., Mariappan, K., Sandhya, R. & Mathew, M. D., 2013. Evaluation of Low Cycle Fatigue Damage in Grade 91 Steek Eld Joints for High Temperature Appkications. *Procedia Engineering*, Volume LV, p. 128 – 135.
- SSAB, 2012. *ASTM A633 Grade E Data Sheet*, USA: SSAB.
- Standards, A. M., 2000. *AAR Manual of Standards and Recommended Practices*, UK: AAR Manual Standards.
- Standarization, E. C. f., 2010. *EN-12663-1 Railway applications-Structural requirements of railway vehicle bodies*. 1st ed. UK: CEN.
- Steed, J. & Kimpton, R., 2015. *Improving the 10'' head alliance coupler and knuckle*. Australia, Rail Industry Supplies.
- Stephens, R. I., Fatemi, A., Stephens, R. R. & Fuchs, H. O., 2001. *Metal Fatigue in Engineering*. 1st ed. New York: John Wiley & Sons, inc.

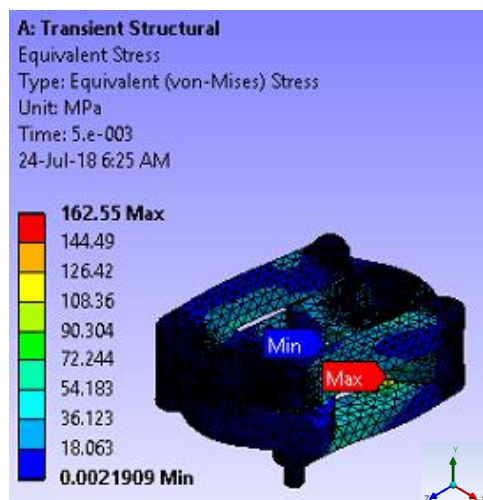
- System, S., 2016. *Voith Turbo Scharfenberg*, German: GmbH&Co.KG.
- Tianwei, Q., Weihua, M., Dong, W. & Shihui, L., 2015. Influence of Coupler and Buffer on Dynamics Performance of Heavy Haul. *The Open Mechanical Engineering Journal*, Volume IX, pp. 1033-1038.
- Valentino, J. M., 2015. Analisa Resistance Tractive Effort dan Gaya Sentrifugal Pada Kereta Api Taksaka di Tikungan Karangkidul. *Jurnal Teknik Mesin Untirta*, Volume I, pp. 1-8.
- Verterra, R., 2010. *Diagram Stress and Strain*. <URL: <https://www.mathalino.com>>.
- Walpole, S. C. et al., 2012. The weight of nations: an estimation of adult. *BMC Public Health*, Volume XII, pp. 1-6.
- Wang, G., Bu, X., Li, L. & Zhu, L., 2013. The Finite Element Analysis of New Forged Coupler Knuckle. *Applied Mechanics and Materials*, Volume 367, pp. 122-125.
- Xu, Z., Ma, W., Wu, Q. & Luo, S., 2014. Analysis of the rotation angle of a coupler used on heavy haul locomotives. *Journal of Rail and Rapid Transit*, pp. 835-844.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN

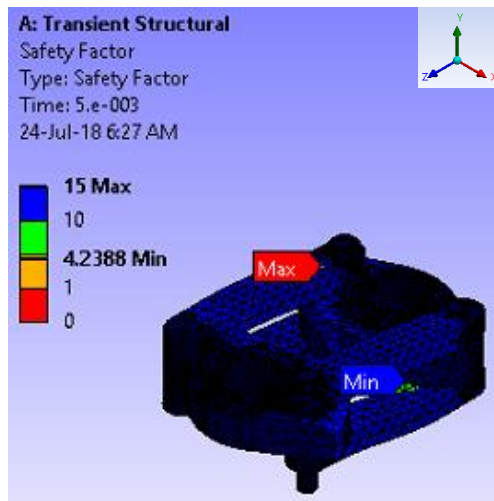
Hasil Simulasi Transien

1. Pembebanan Gaya Longitudinal
 - a. Tegangan *equivalent von mises*



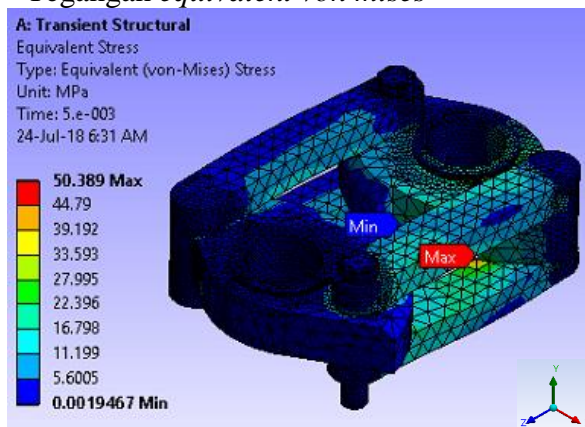
Gambar 1 Tegangan pembebanan longitudinal Simulasi Dinamis

b. Faktor Keamanan



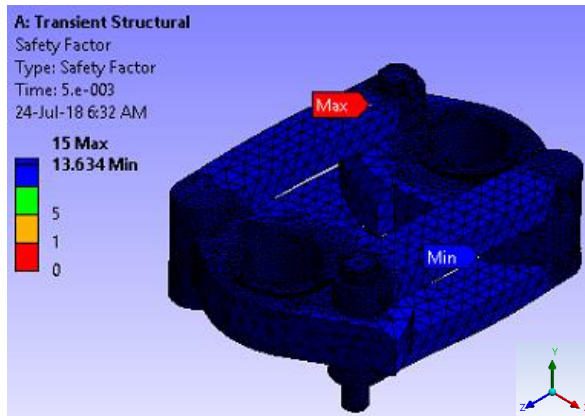
Gambar 2 Faktor Keamanan Terhadap Tegangan Tarik dan Tekan Simulasi Dinamis

2. Pembebanan gaya Tekan dan gaya Lateral

a. Tegangan *equivalent von mises*

Gambar 3 Tegangan pembebanan gaya tekan dan gaya lateral
Simulasi Dinamis

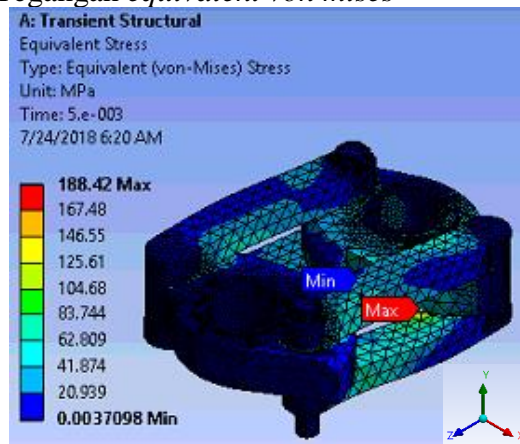
b. Faktor Keamanan



Gambar 4 Faktor Keamanan pembebanan gaya tekan dan gaya lateral Simulasi Dinamis

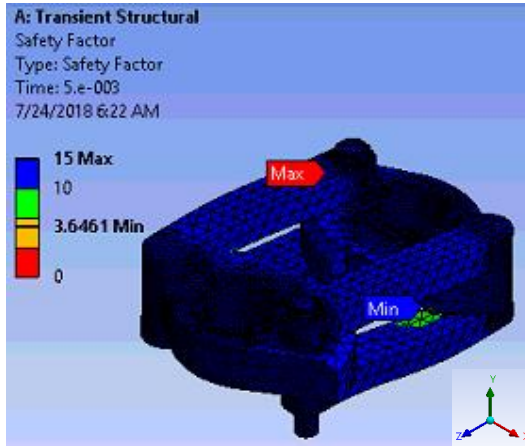
3. Pembebanan Gaya Longitudinal dan Gaya Lateral

a. Tegangan *equivalent von mises*



Gambar 5 Tegangan pembebanan gaya longitudinal dan gaya Lateral Simulasi Dinamis

b. Faktor Keamanan



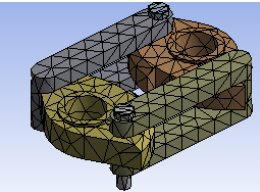
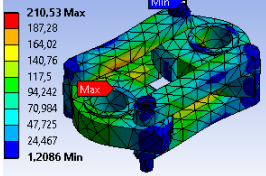
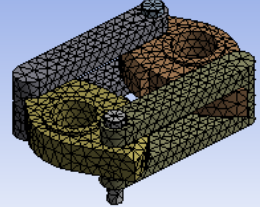
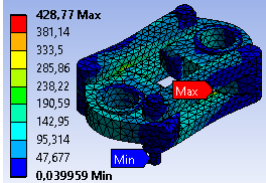
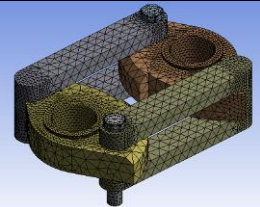
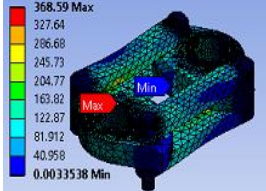
Gambar 6 Faktor Keamanan pembebanan gaya longitudinal dan gaya Lateral Simulasi Dinamis

LAMPIRAN 2

- **Tes Konvergensi Elemen**

Untuk membuktikan bahwa hasil numerik dari *software* metode elemen hingga sudah benar, maka dilakukan *mesh convergent test*. Hal tersebut tentunya akan berpengaruh terhadap besarnya data hasil simulasi yang ditampilkan. Pada penelitian ini *mesh convergent test* dilakukan saat awal proses Dengan menggunakan elemen *hexahedral*, proses *meshing* diperhalus pada beberapa bagian yang dianggap mengalami kontak. Simulasi dilakukan dengan *boundary condition* dan parameter yang sama dari ketiga model dan menunjukkan hasil berbeda. Dengan membandingkan hasil *Equiv. Stress* terlihat ada perbedaan yang tidak signifikan antara model *meshing* pertama, kedua, dan ketiga. Presentase perbedaan tegangan maksimum dari *meshing* pertama dan kedua adalah 51 % sedangkan perbedaan tegangan maksimum dari *meshing* kedua dan ketiga adalah 14 %. Presentase perbedaan ini tidak melebihi 20%. Selain itu presentase keberhasilan *meshing* 1 sebesar 60 %, *meshing* 2 sebesar 77% dan *meshing* 3 sebesar 79 % sehingga *meshing* ini bisa dianggap konvergen. Dengan demikian model *meshing* yang akan digunakan selanjutnya yaitu mengacu pada model *meshing* ketiga, karena model *meshing* kedua dianggap sudah konvergen atau sudah mewakili hasil model *meshing* ketiga. Dengan bertambahnya jumlah elemen pada bagian yang di anggap terjadi tegangan, hasil yang didapatkan sudah valid sehingga untuk proses selanjutnya metode *meshing* ini bisa di gunakan untuk model *coupler*.

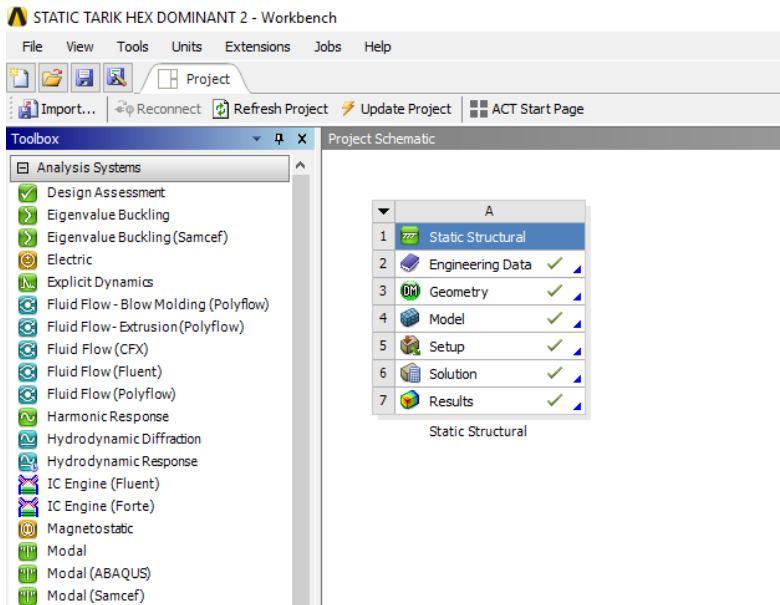
Tabel 1. Tes Konvergensi

Hasil Simulasi			Persentase keberhasilan meshing
	Jumlah Elemen	Equivalent Stress	
Mesing 1	 1.882 element dan 4.003 nodes	 Equivalent Stress max = 210,53 MPa	60%
Mesing 2	 7.354 element dan 13.604 nodes	 Equivalent Stress max = 428,77 MPa	77%
Mesing 3	 103.609 element dan 158.250 nodes	 Equivalent Stress max = 368,59 MPa	79,9%

- **Langkah-langkah Simulasi dengan Ansys Workbench 18.0**

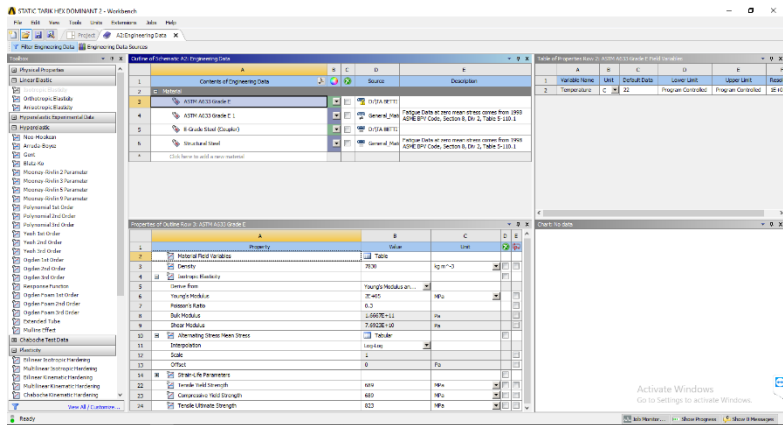
Pada penelitian ini dilakukan simulasi statis kemudian simulasi modal lalu simulasi transient.

1. Buka *software*. pilih sistem analisis *static structural*

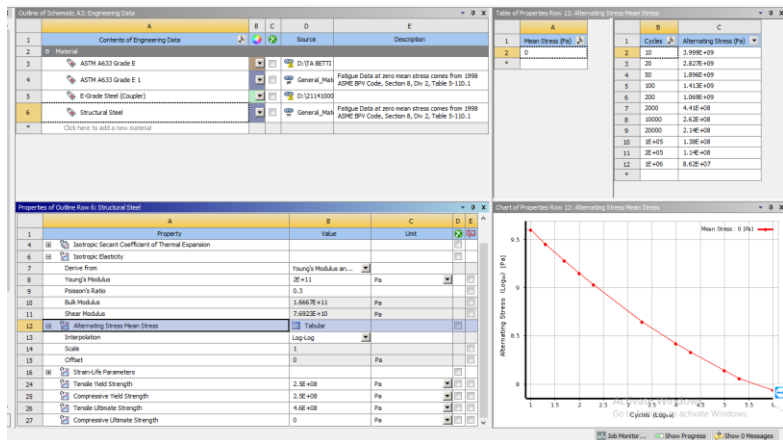


Gambar 1. Tampilan *Static Structural* Ansys Workbench

2. Input material yang digunakan pada engineering data. Pada tab engineering data klik kanan dan pilih edit. Masukkan physical properties dan mechanical properties

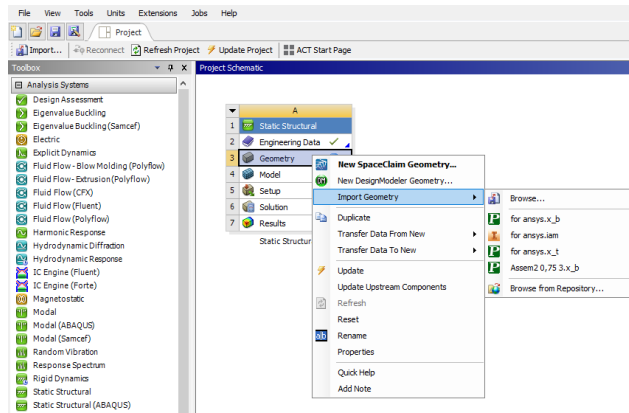


Gambar 2. Tampilan engineering data



Gambar 3. Proses input SN Kurva pada engineering data

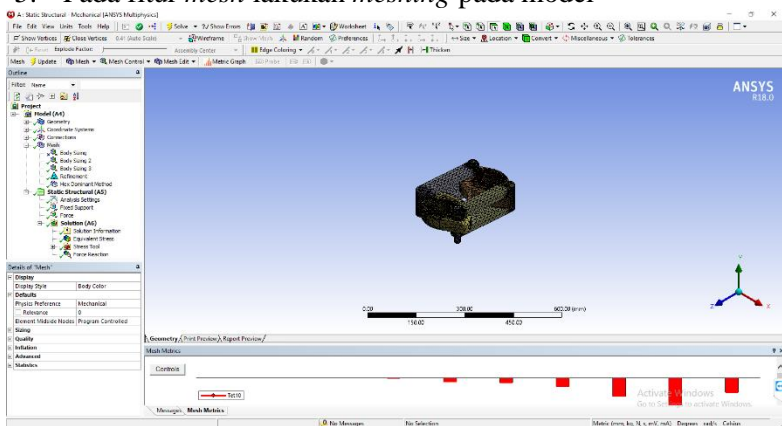
3. Pada tab geometri klik kanan dan pilih *import* geometri. Masukkan geometri *coupler*.



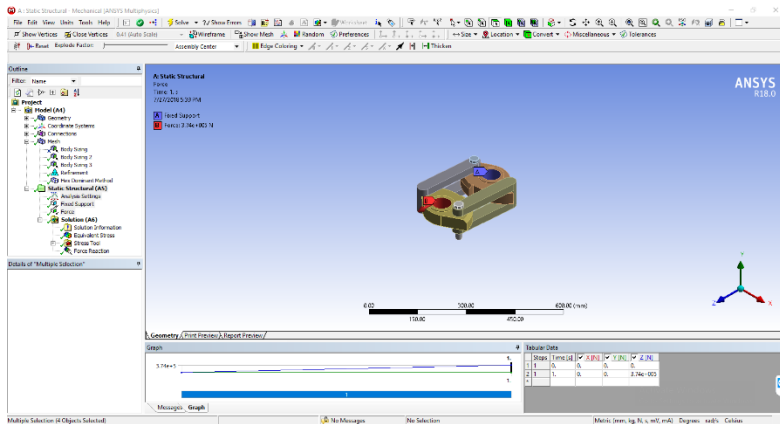
Gambar 4. Tampilan input geometri

4. Klik 2x pada model

5. Pada fitur *mesh* lakukan *meshing* pada model

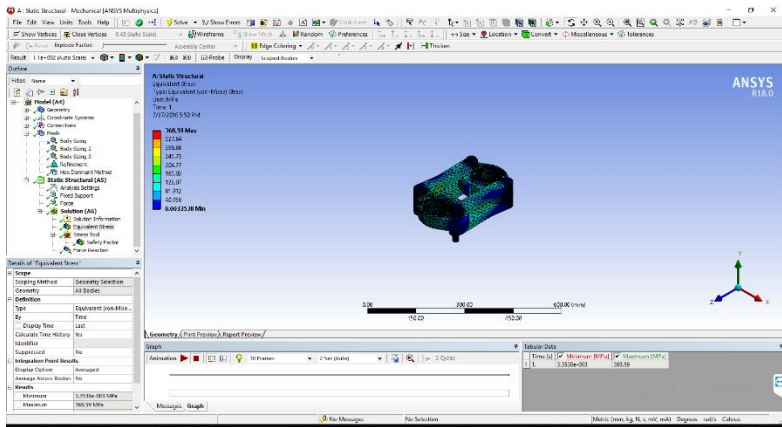
Gambar 5. Tampilan *meshing* model

6. Masukkan kondisi batas berupa fix *support* pada lubang lingkaran dan gaya pada lubang lingkaran sisi yang lainnya.



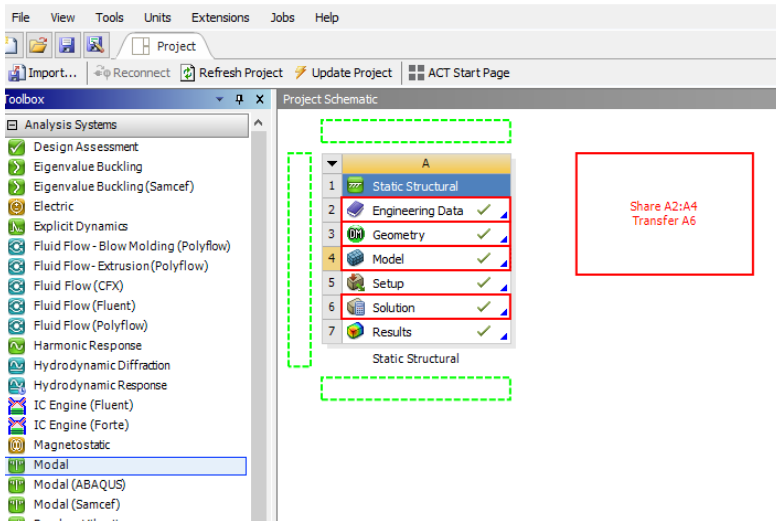
Gambar 6. Tampilan kondisi batas model

7. Pada solution, Pilih stress > equivalent von mises dan stress tool > safety factor.
8. Klik solve untuk proses meshing dan penyelesaian simulasi. Tunggu proses hingga hasil simulasi dapat diketahui



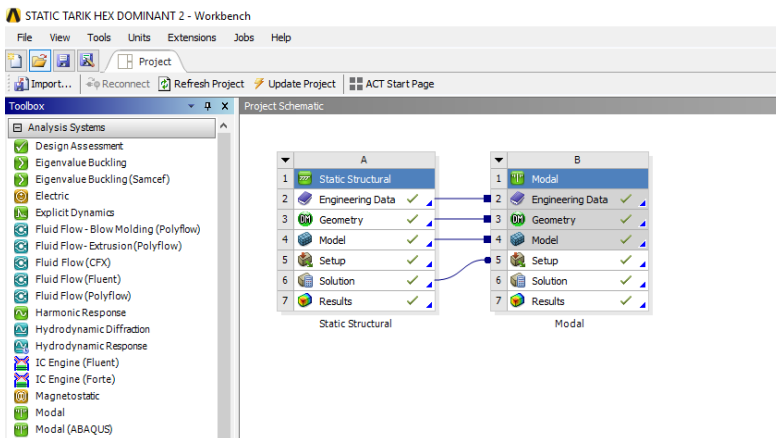
Gambar 7. Tampilan hasil simulasi statis

9. Masukkan menu *Modal* sistem ke dalam kolom sel solution static structural. Analisis statis menghasilkan struktur tegangan, yang digunakan sebagai kondisi awal untuk analisis *modal*.



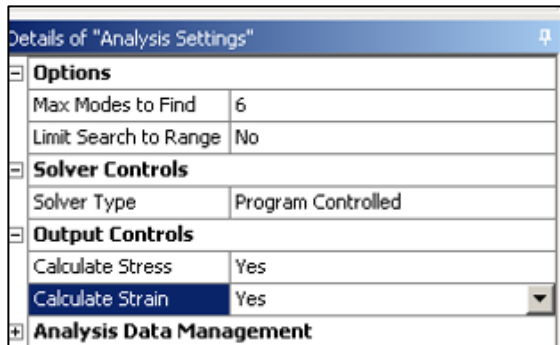
Gambar 8. Tampilan saat akan memasukkan modal

10. Perhatikan konektor, pastikan menunjukkan transfer data dari statis ke analisis *Modal*.



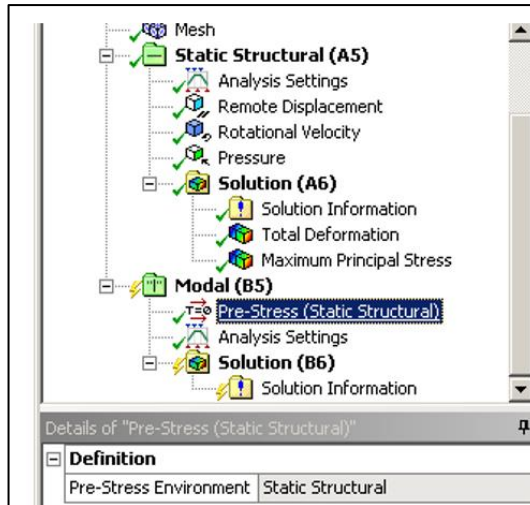
Gambar 9. Tampilan static structural dan modal analisis

11. Pilih menu edit dan masuk ke mechanical editor. Workbench akan otomatis menyetting data transfer antara kedua sistem. Hasil stres dan strain dapat diaktifkan di bawah Kontrol Output. Dan jumlah mode yang dicari dapat diatur



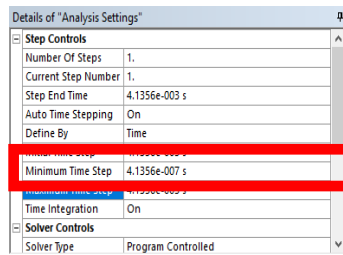
Gambar 10. Detail analysis settings

12. Untuk memverifikasi transfer data, kita dapat memastikan bahwa analisis Future diatur untuk analisis Pre-stress dan pre-stress environment diatur ke static struktural dalam sistem *Modal*



Gambar 11. Pre stress dari static structural

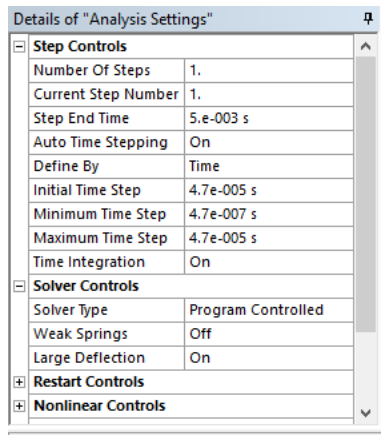
13. Klik solve. Tunggu proses hingga hasil simulasi dapat diketahui.



Gambar 12. Pre stress dari static structural

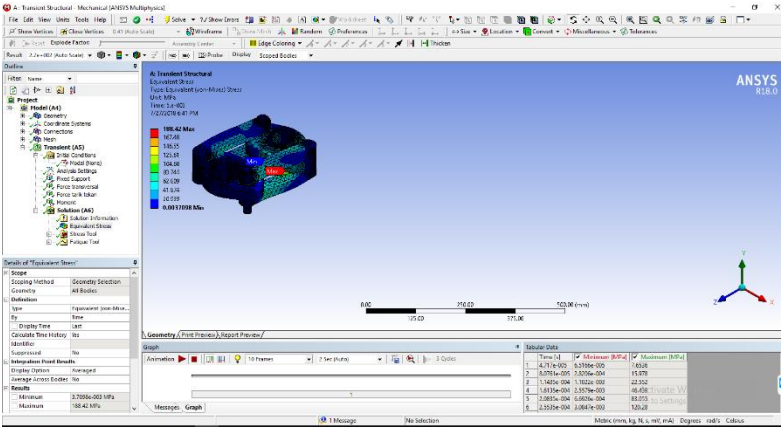
14. Dilanjutkan simulasi transien dengan cara yang sama seperti langkah 1-8.

15. Pada analysis settings, tentukan step end time, initial time step minimum time step dan juga maximum time step



Gambar 13. Detail analysis settings transient struktural

16. Pada solution, Pilih stress > equivalent von mises, stress tool > safety factor, dan fatigue tool > life.
17. Klik solve untuk proses meshing dan penyelesaian simulasi. Tunggu proses hingga hasil simulasi dapat diketahui.



Gambar 14. Hasil simulasi transien

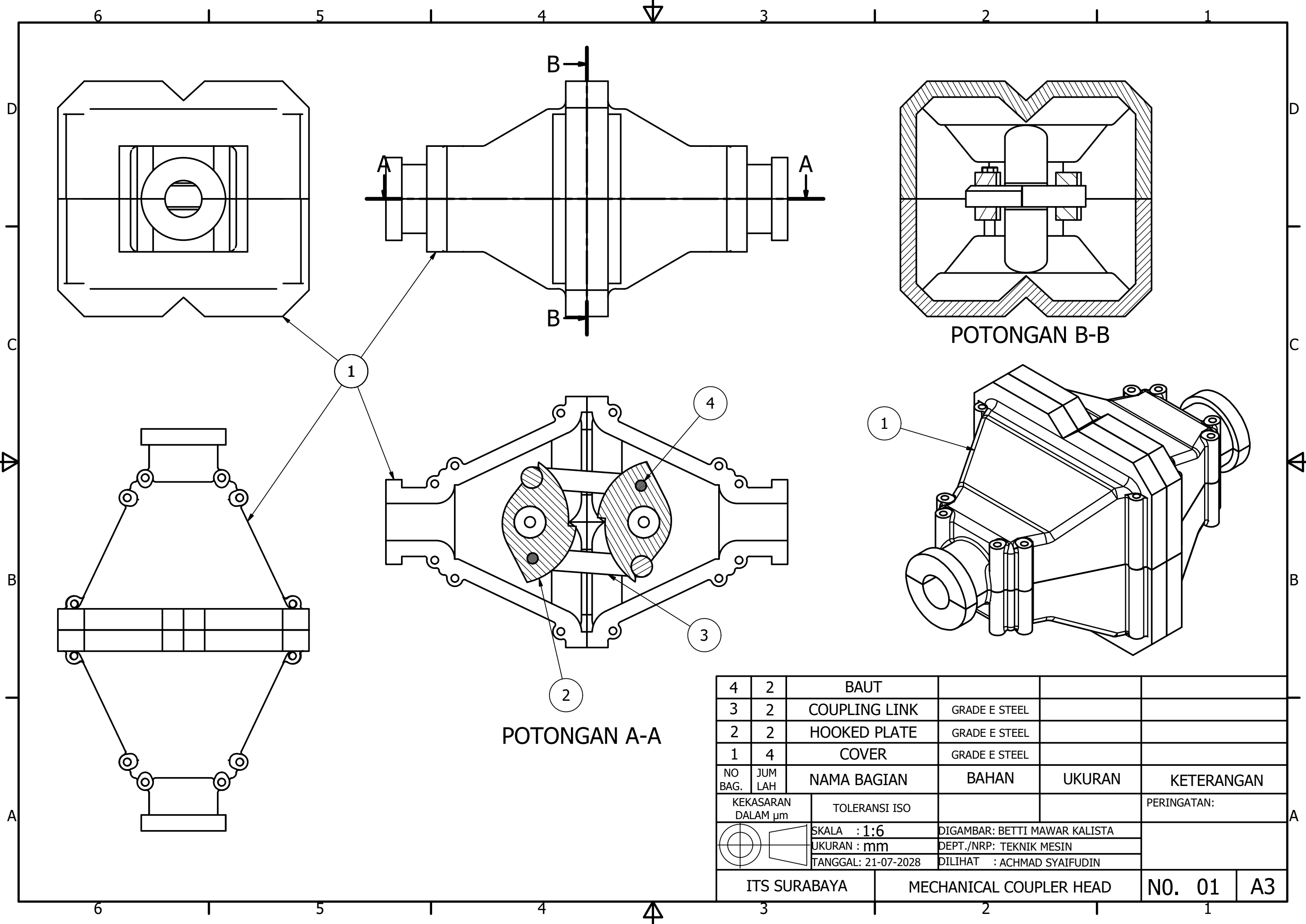
BIODATA PENULIS



Betti Mawar Kalista dilahirkan di Purworejo, 17 Januari 1996 merupakan anak kedua dari Bapak Ponidi (alm.) dan Ibu Janiyem. Riwayat pendidikan penulis diawali di SD Negeri Doplang tahun 2002-2008. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMP Negeri 2 Purworejo tahun 2008-2011. Kemudian penulis melanjutkan pendidikannya di SMA Negeri 1 Purworejo pada tahun 2011-2014. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

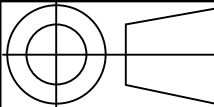
Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi Staff Badan Semi Otonom *Big Event* Himpunan Mahasiswa Mesin periode 2015-2016. Selanjutnya menjadi Bendahara Badan Semi Otonom *Big Event* Himpunan Mahasiswa Mesin periode 2016-2017. Selain aktif berorganisasi, penulis juga aktif magang ke PT INKA Madiun.

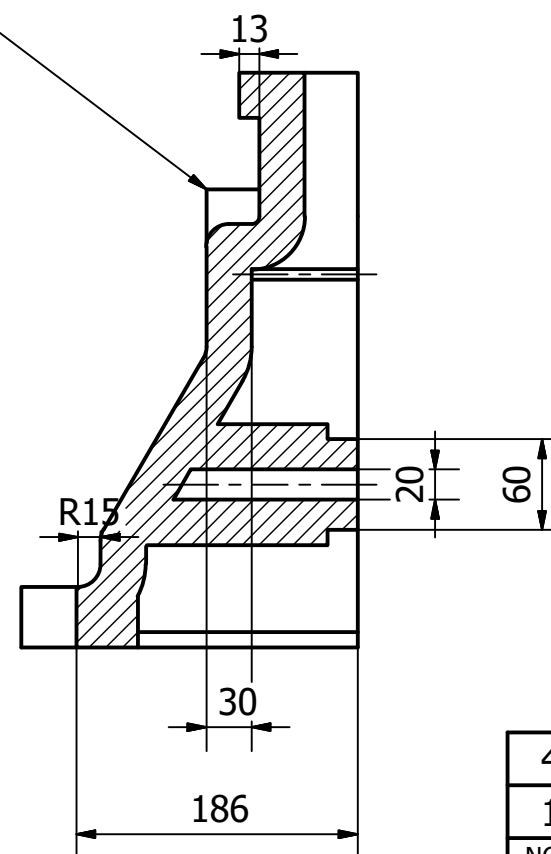
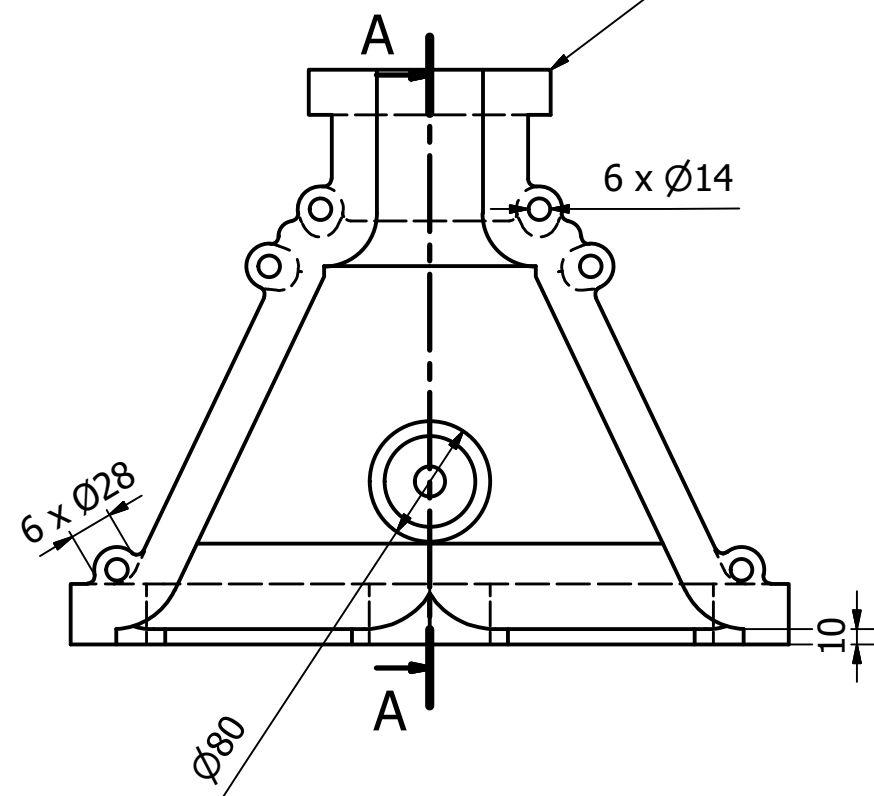
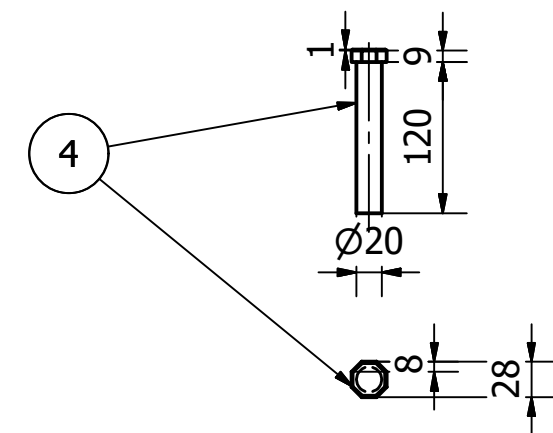
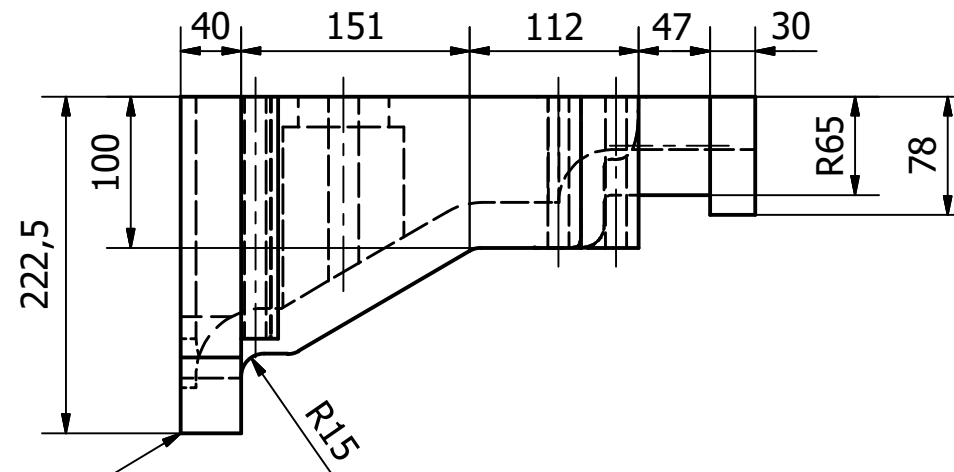
Selama hidup penulis ber motto “*No Matter What, The Future Can be Changed*” yang selalu menjadikan penulis selalu bersemangat dan berusaha peka untuk memberikan yang terbaik pada setiap hal. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email beti.mawar@gmail.com



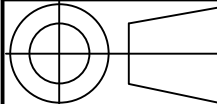
POTONGAN A-A

POTONGAN B-B

4	2	BAUT			
3	2	COUPLING LINK	GRADE E STEEL		
2	2	HOOKED PLATE	GRADE E STEEL		
1	4	COVER	GRADE E STEEL		
NO BAG.	JUM LAH	NAMA BAGIAN	BAHAN	UKURAN	KETERANGAN
KEKASARAN DALAM μm		TOLERANSI ISO			PERINGATAN:
		SKALA : 1:6	DIGAMBAR: BETTI MAWAR KALISTA		
		UKURAN : mm	DEPT./NRP: TEKNIK MESIN		
		TANGGAL: 21-07-2028	DILIHAT : ACHMAD SYAIFUDIN		
ITS SURABAYA		MECHANICAL COUPLER HEAD			N0. 01 A3



POTONGAN A-A

4	2	BAUT			
1	4	COVER			
NO BAG.	JUM LAH	NAMA BAGIAN	BAHAN	UKURAN	KETERANGAN
KEKASARAN DALAM μm		TOLERANSI ISO			PERINGATAN:
		SKALA :1:6	DIGAMBAR:BETTI MAWAR KALISTA		
		UKURAN :mm	DEPT./NRP:TEKNIK MESIN		
		TANGGAL:21-07-2018	DILIHAT :ACHMAD SYAIFUDIN		
ITS SURABAYA		KOMPONEN MECHANICAL COUPLER HEAD			NO. 02 A3

